

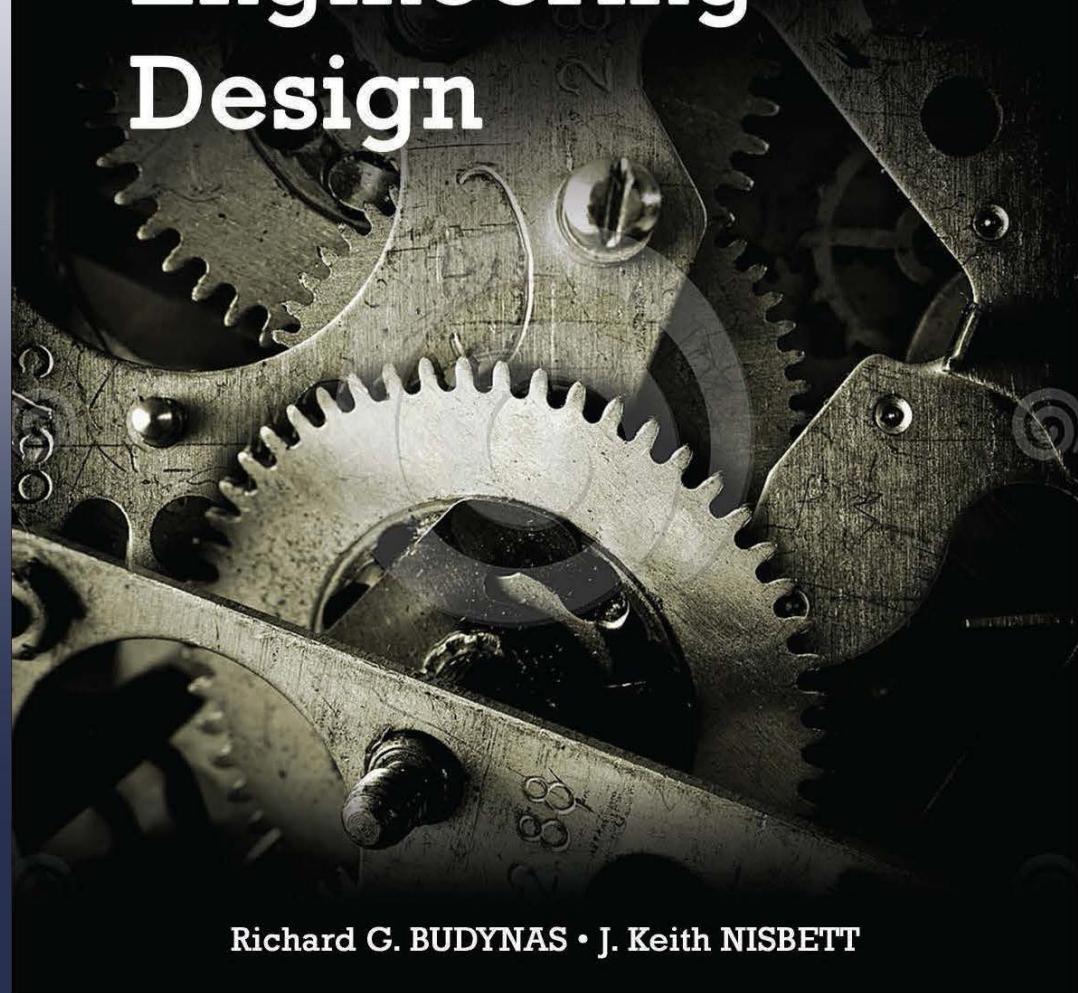
Lecture Slides

Chapter 13

Engrenagens – Geral

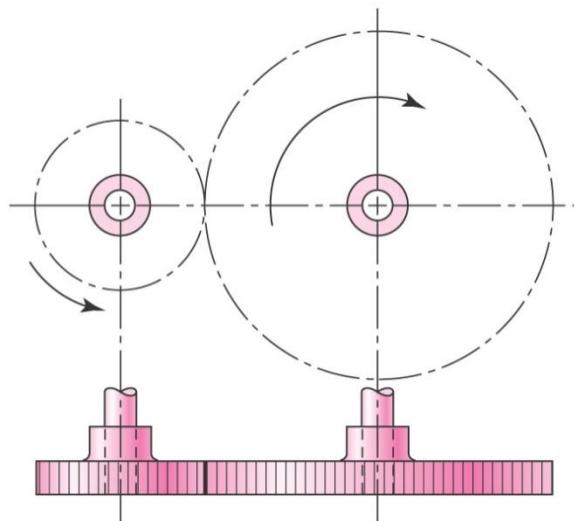
Tenth Edition in SI Units

Shigley's Mechanical Engineering Design

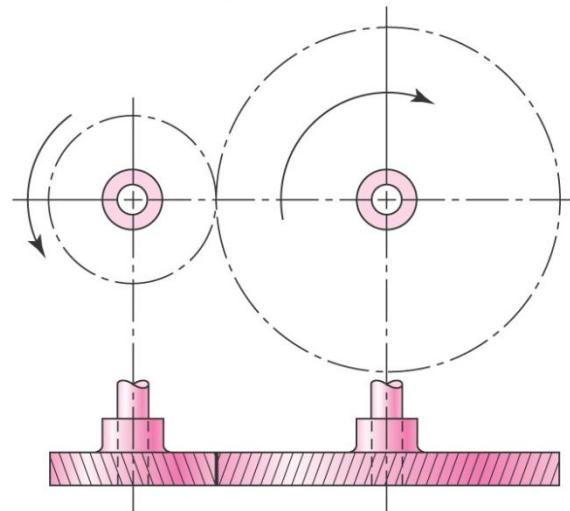


Richard G. BUDYNAS • J. Keith NISBETT

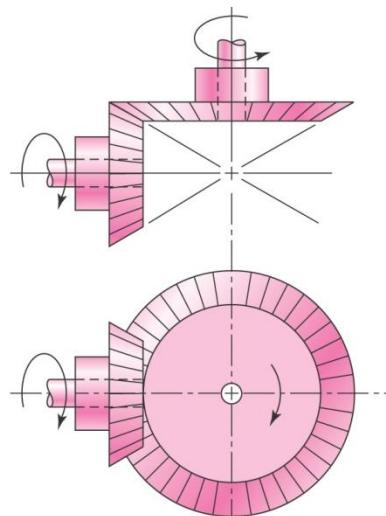
Tipos e Características Gerais das Engrenagens



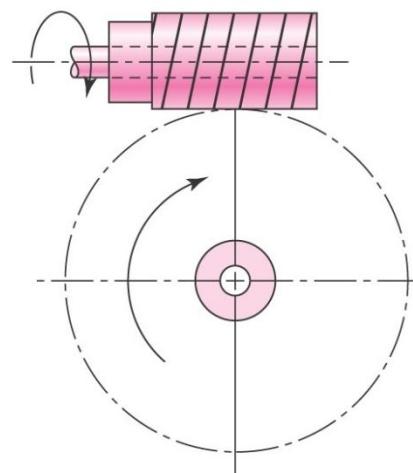
Engrenagens cilíndricas de dentes retos



Engrenagens Helicoidais



Engrenagens Cônicas



Engrenagens Sem-fim

Figs. 13–1 to 13–4

Shigley's Mechanical Engineering Design

Generalidades acerca das Engrenagens

Tipos de transmissões mais frequentes

- Razão de velocidade angular constante;
- Trabalham com baixa e alta rotação
- Eixos paralelos, reversos ou concorrentes;
- Não apresentam escorregamento, boa precisão na transmissão do movimento;
- Grande resistência à sobrecargas;
- Podem ser confeccionadas de aço, alumínio, cerâmica, polímeros termoplásticos, etc.
- Podem apresentar tamanhos variados indo de m a nm
- Boa confiabilidade e durabilidade (pequena manutenção);
- **Custo mais elevado;**
- Problemas de ruído;
- Não absorvem choque;
- Rendimentos na faixa de até 99% (exceto em sistemas parafuso-coroa sem fim).
- Podem ter o seu desempenho afetado por umidade e poeira;

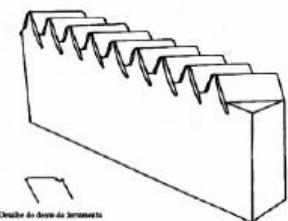
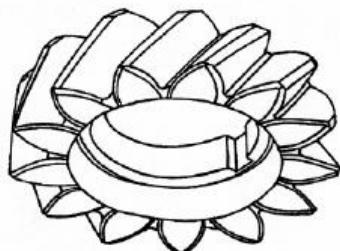
Processo de Fabricação das Engrenagens

Dentre os principais tipos de fabricação utilizados para o fabrico de engrenagens, destaca-se a saber:

- Aplainamento;
- Fresamento
- Fundição;
- Sinterização;
- Laminação;
- Extrusão;
- Forjamento;
- Brochamento (engrenagens internas);
- Eletro-erosão e eletro-deposição;
- Retificação;

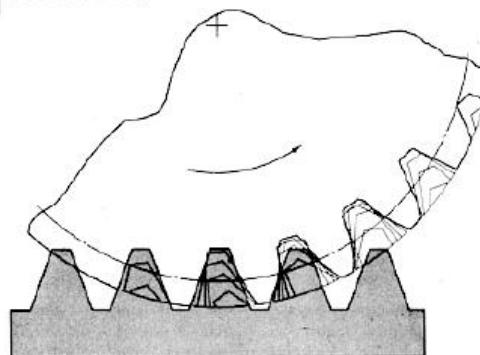
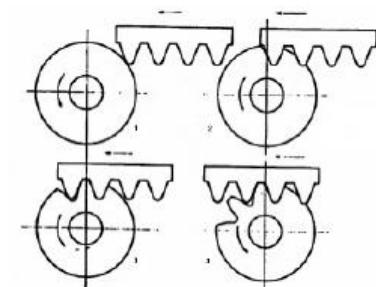
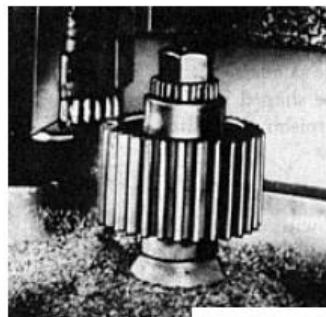
Processo de Fabricação das Engrenagens

Ferramentas de Aplainamento

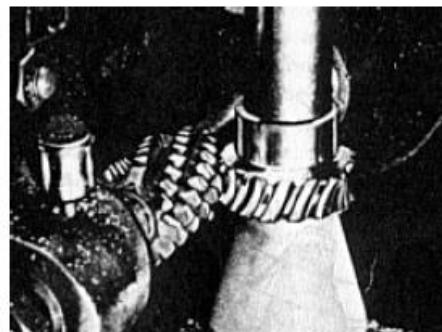
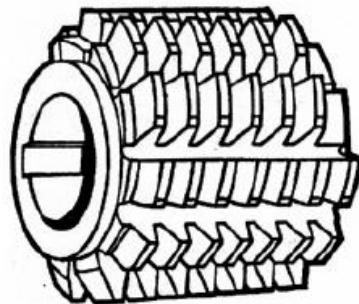
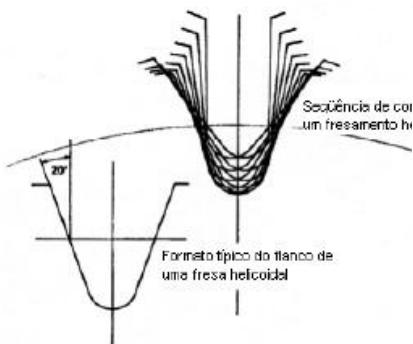
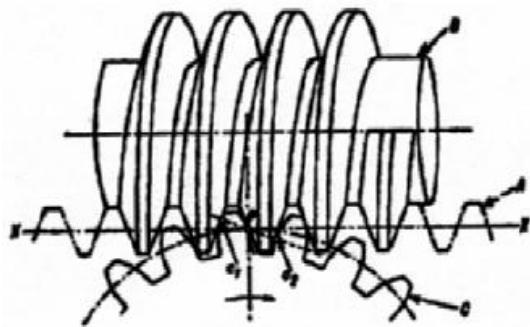


forma de pinhão e forma de cremalheira

Processo de Aplainamento

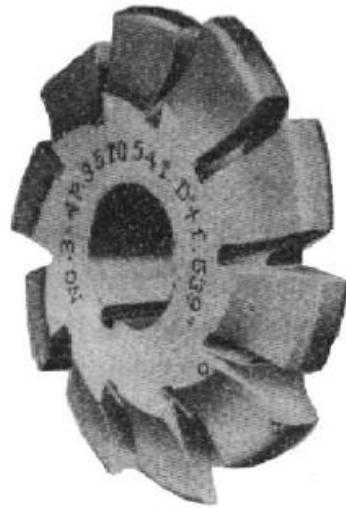


Processo de Fabricação das Engrenagens

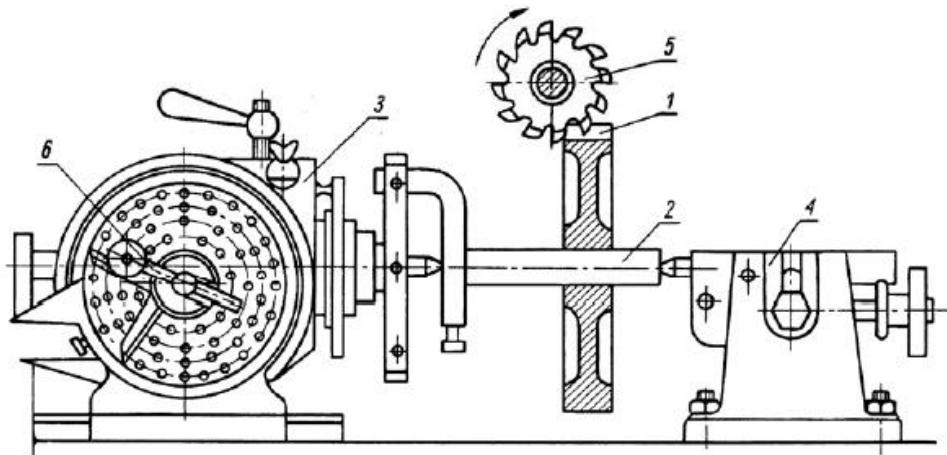


Ferramenta do fresamento helicoidal

Processo de Fabricação das Engrenagens

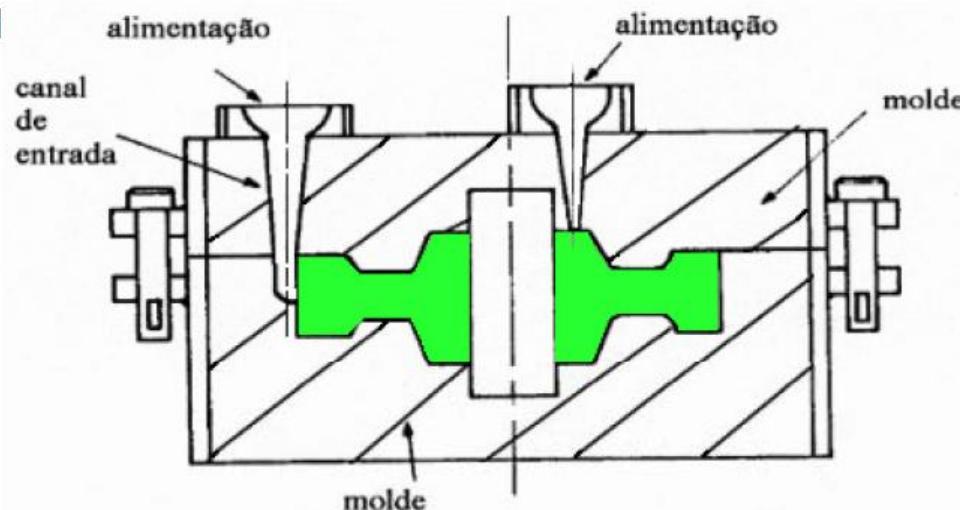


Fresa com perfil envolvental



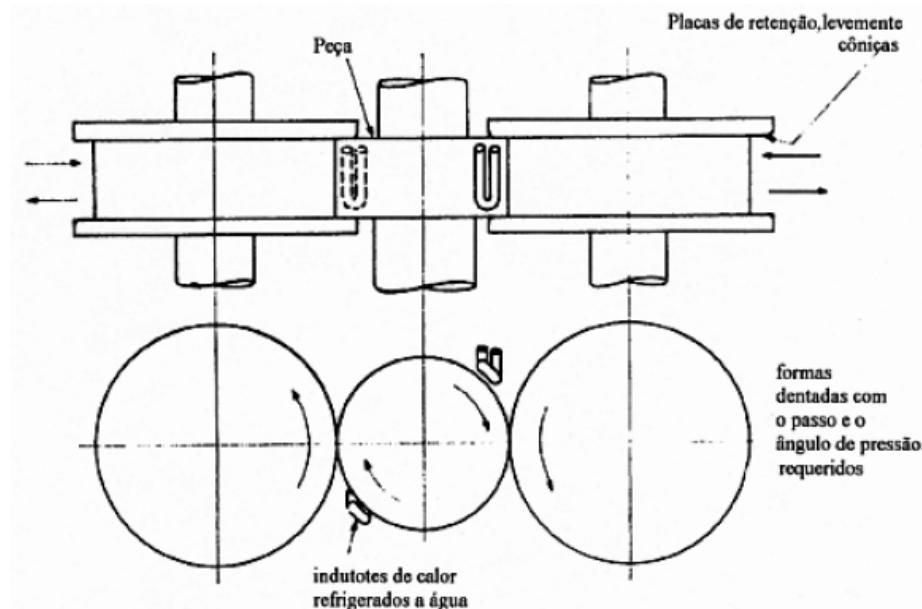
Processo de Fabricação das Engrenagens

- Grandes quantidades de engrenagens pequenas.
- Moldes de precisão pode-se obter engrenagens de grande acurácia.
- Engrenagens de baixa resistência
- Defeitos (vazios ou bolhas)
- Tratamento térmico para aliviar as tensões



Processo de Fabricação das Engrenagens

- Os dentes são formados por deformação plástica.
- Pode ser feita a frio ou a quente.
- Dentes retos e helicoidais.



Processo de Fabricação das Engrenagens

- ✓ Os principais processos de fabricação de engrenagens metálicas:
 - Usinagem
 - Sinterização
 - Fundição
 - Conformação
 - Requerem acabamento superficial posterior

- ✓ Engrenagens poliméricas
 - ✓ Fabricação por injeção
 - ✓ Baixo peso
 - ✓ Baixo custo de produção em série
 - ✓ Menor capacidade de carga
 - Aplicações em eletrodomésticos, brinquedos, etc.

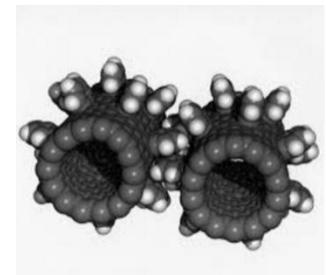
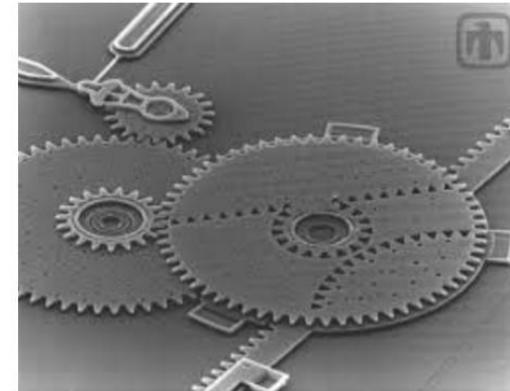
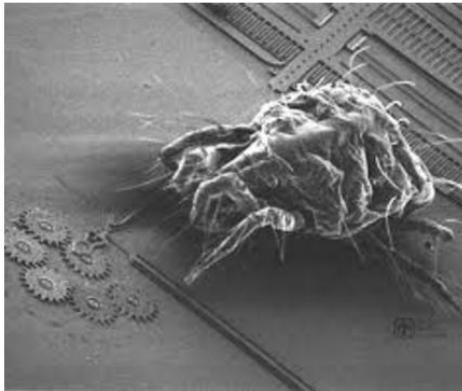
Aplicações de uso de Engrenagens

Algumas aplicações usuais, são apresentadas logo abaixo:



Aplicações de uso de Engrenagens

Aplicações não convencionais, de engrenagens:



Classificação das Engrenagens

As engrenagens, podem ser classificadas por vários critérios quanto ao tipo de aplicação em máquinas e mecanismos, todavia uma classificação bem usual é quanto a disposição dos seus eixos, quanto a forma do dente e quanto a posição relativa dos centros instantâneos de rotação.

- a) Quanto a disposição dos eixos, estas podem ser classificadas como:
 - I. Engrenagens cilíndricas quando os eixos de rotação são paralelos;
 - II. Engrenagens cônicas quando os eixos de rotação são concorrentes;
 - III. Engrenagens com eixos reversos.



I



II



III

Classificação das Engrenagens

- b) Classificação quanto a forma do dente:
- I. Engrenagens com dentes retos;
 - II. Engrenagens com dentes helicoidais;
 - III. Engrenagens Espirais.



I



II



III

Classificação das Engrenagens

- c) Quanto a posição relativa dos centros instantâneos de rotação, podem ser classificadas como:
- I. Engrenagens exteriores;
 - II. Engrenagens interiores.



I



II

As engrenagens interiores, em geral, apresentam distância entre os eixos menor que nas engrenagens exteriores. Estas, as interiores, são normalmente utilizadas na forma planetária quando tem-se por objetivo um redução de espaço ou pretende-se a proteção dos dentes.

Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

De acordo com a classificação supracitada, pode-se combinar especialmente as duas primeiras formas de classificação. Esta resultará que as engrenagens cilíndricas podem ter dentes retos, dentes helicoidais ou dentes em espinha, também denominados dupla hélice.

Agora vamos abordar as engrenagens com dentes retos.

- É a mais comum quando se pretende transmitir movimento entre eixos paralelos.
- O projeto, a fabricação, a montagem e manutenção deste tipo de engrenagem é relativamente a mais simples de todas.
- Admitem grandes relações de transmissão da ordem de (8:1)
- Apresentam elevado rendimento, da ordem de 99%
- São bastante ruidosas quando operam em velocidades elevadas.
- Podem transmitir potências da ordem de 15 MW com velocidades tangenciais entre 150 m/s a 200 m/s



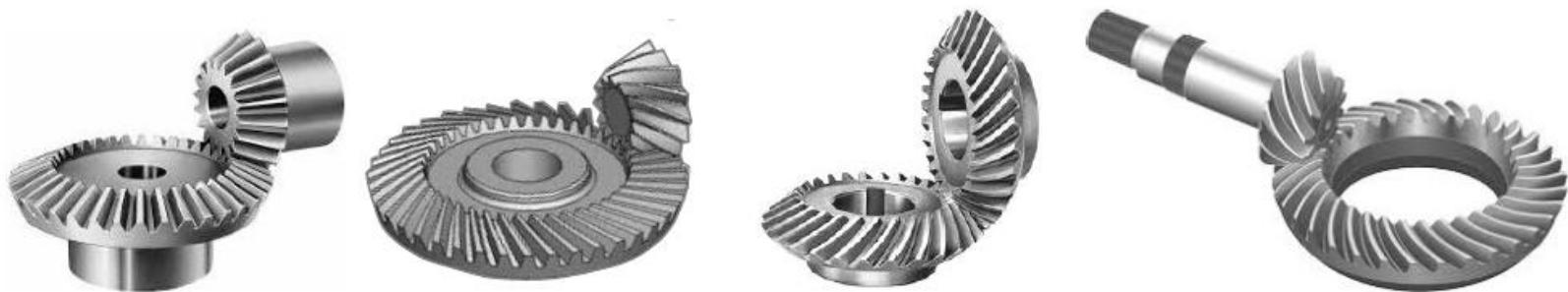
Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais

As engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais apresentam um funcionamento mais suave e bem menos ruidoso se comparado com as de dentes retos, uma vez que o engrenamento acontece de forma mais suave e progressivo.

- Os parâmetros de funcionamento e desempenho são idênticos aos de engrenagens de dentes retos, entretanto as engrenagens helicoidais apresentam cargas axiais, o que não acontece com as de dentes retos.;
- Apresentam engrenamento suave com redução do ruído gerado;
- Apresentam elevado rendimento, da ordem de 955 a 99%;
- Permitem dimensionamento com módulo menor;
- Geram momentos fletores sobre os eixos e consequetemente nos mancais;
- Apresentam custo de fabricação mais elevado que as de dentes retos e



Engrenagens Cônicas



- Forma cônica
- Dentes retos, espirais ou hipoides
- Normalmente as engrenagens cônicas são utilizadas quando há a necessidade de se cruzar os eixos dos órgãos motor e movido;
- Relações de transmissão de até 6:1;
- Desempenho semelhante às cilíndricas;

Engrenagens Cônicas

- Engrenagens cônicas espiral e hipoides:
 - maior capacidade de carga
 - maior relação de transmissão
 - menor geração de ruído
 - rendimento menor (60 a 95 %)
- Engrenagens cônicas: maior custo de fabricação e montagem;
- As hipoides permitem soluções mais compactas

Pinhão coroa sem-fim



- Relações de transmissão até 100:1
- Elevado escorregamento: rendimento baixo (40 a 70 %)
- Sem-fim de uma, duas ou três entradas;
- É recomendável materiais diferentes peça do par

Nomenclatura para Engrenagens Dentes Retos

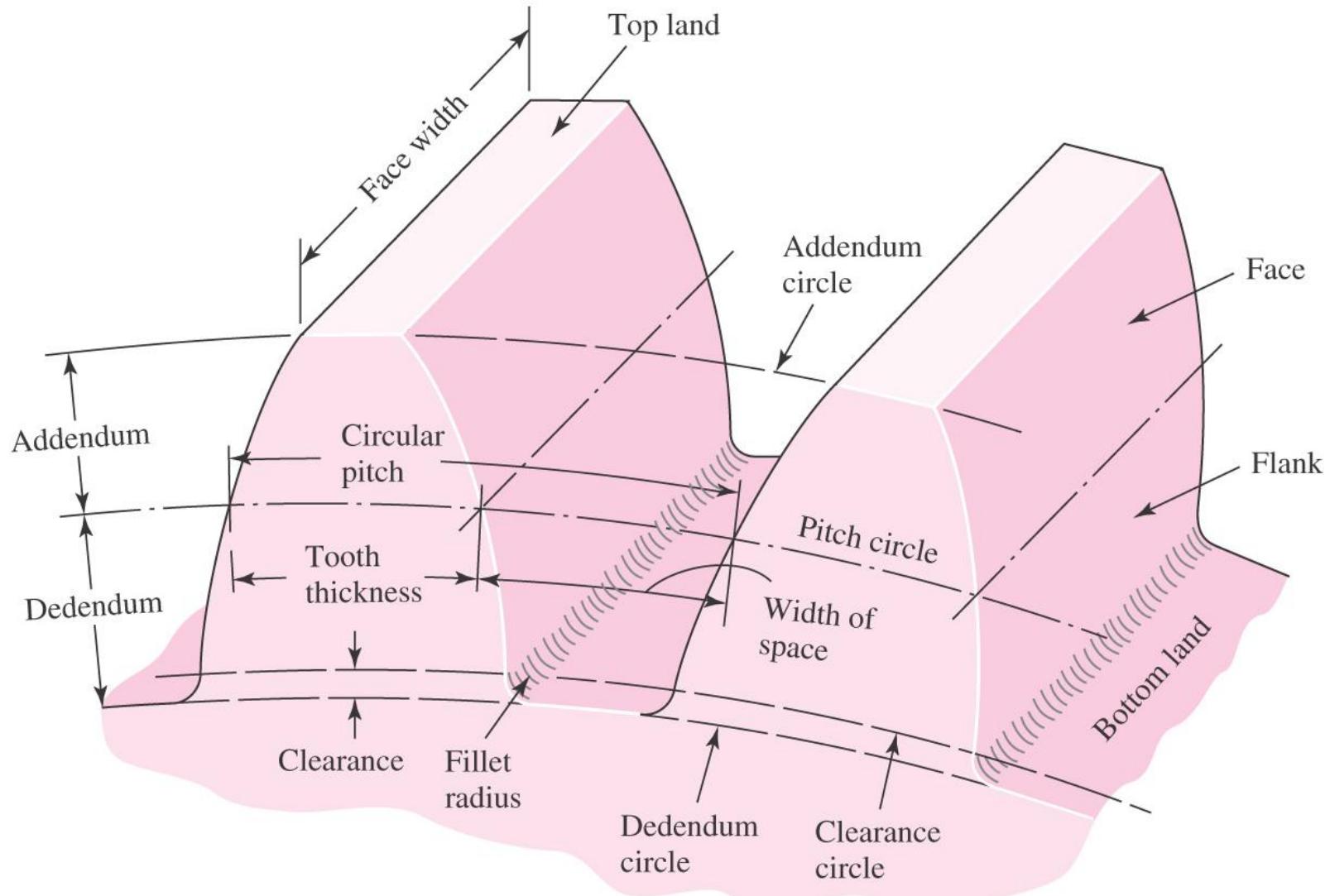


Fig. 13-5

Nomenclatura para Engrenagens Dentes Retos

Círculo primitivo

- Diâmetro primitivo
- Pinhão
- Coroa
- Passo Circular p
- Largura entre dentes
- Largura de espaçamento
- Módulo m
- Passo Diametral P
- Adendo a
- Dedendo b
- Altura completa ht ($ht = a + b$)
- Círculo de folga
- Folga
- Recuo

Nomenclatura

$$P = \frac{N}{d} \quad (13-1)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (13-2)$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (13-3)$$

$$pP = \pi \quad (13-4)$$

where P = diametral pitch, teeth per inch

N = number of teeth

d = pitch diameter, in or mm

m = module, mm

p = circular pitch, in or mm

Tamanho de Dentes – Uso Geral

Diametral Pitch

Coarse	2, $2\frac{1}{4}$, $2\frac{1}{2}$, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Fine	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200

Modules

Preferred	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Next Choice	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Table 13–2

Sistemas de padronização de Dentes (Dentes Retos)

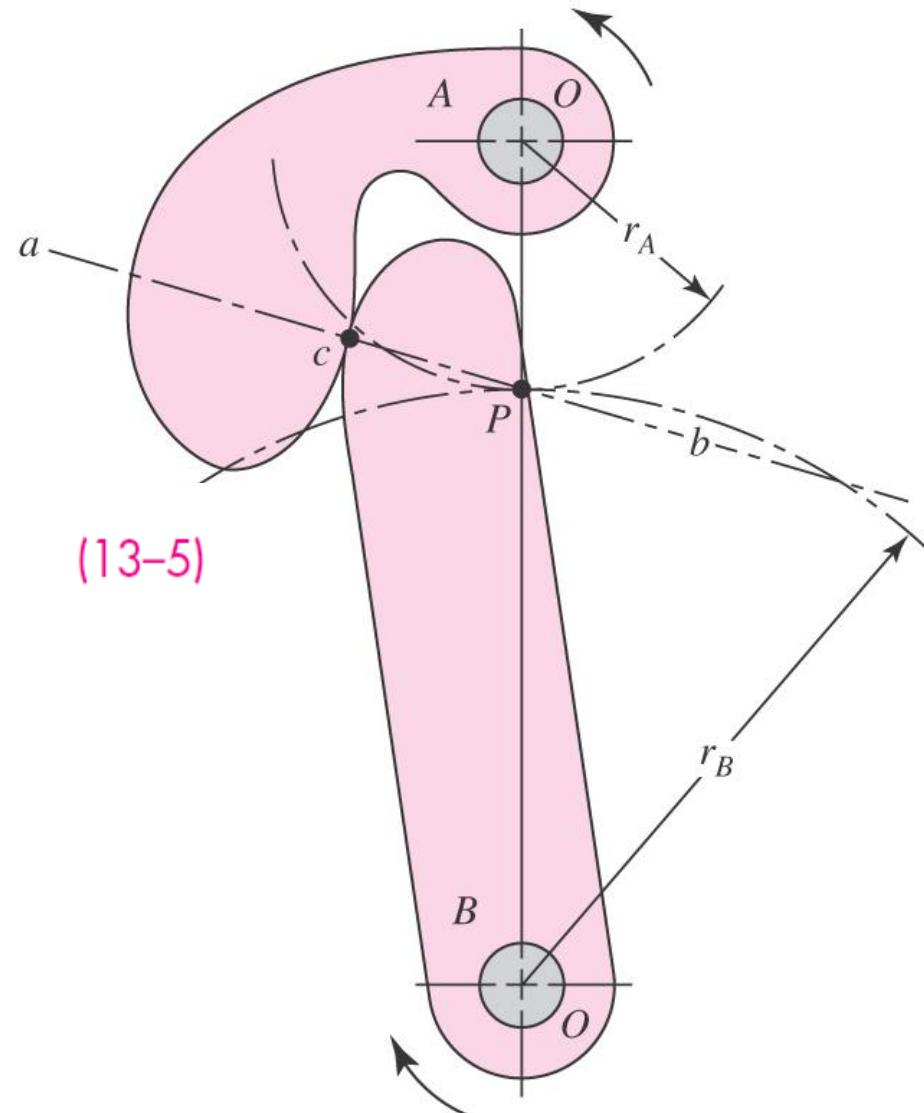
Tooth System	Pressure Angle ϕ, deg	Addendum a	Dedendum b
Full depth	20	$1/P_d$ or $1m$	$1.25/P_d$ or $1.25m$
			$1.35/P_d$ or $1.35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ or $1m$	$1.25/P_d$ or $1.25m$
			$1.35/P_d$ or $1.35m$
	25	$1/P_d$ or $1m$	$1.25/P_d$ or $1.25m$
			$1.35/P_d$ or $1.35m$
Stub	20	$0.8/P_d$ or $0.8m$	$1/P_d$ or $1m$

Table 13–1

Ação Conjugada

- Os dois corpos têm mesma velocidade em P
- P está entre os eixos de A e B
- P está sobre a reta normal comum no ponto de contato

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_2}{r_1}$$



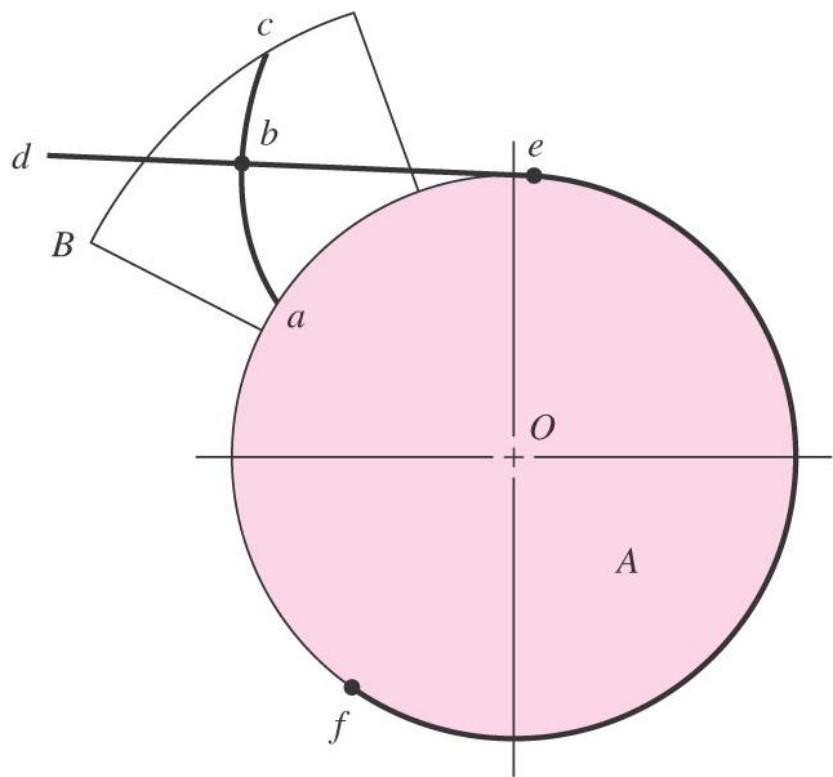
- Círculos primitivos
- Ação conjugada: P fixo

Fig. 13-6

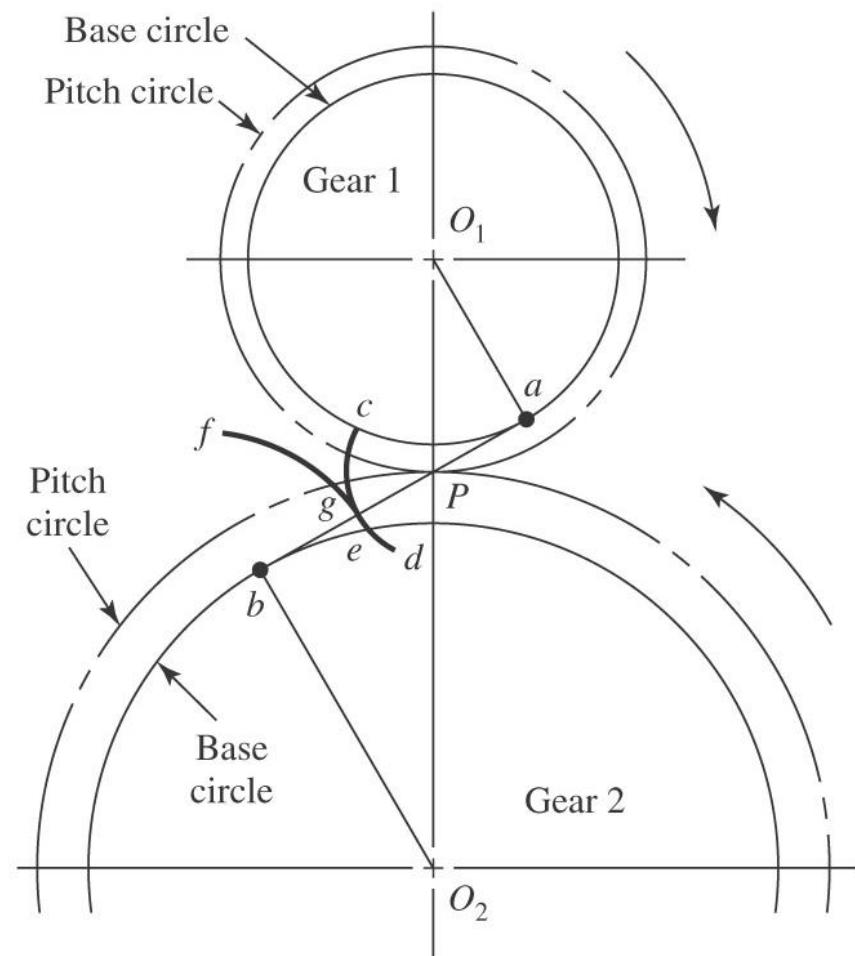
Ação Conjugada

- Perfil de dente de engrenagem com ação conjugada
- Perfil de involuta
- Involuta: trajetória da extremidade do fio desenrolado de um carretel
- Círculo de base (carretel)

Propriedades da Involuta



(a)



(b)

Fig. 13-7

Perfil da Involuta

- Construção da involuta

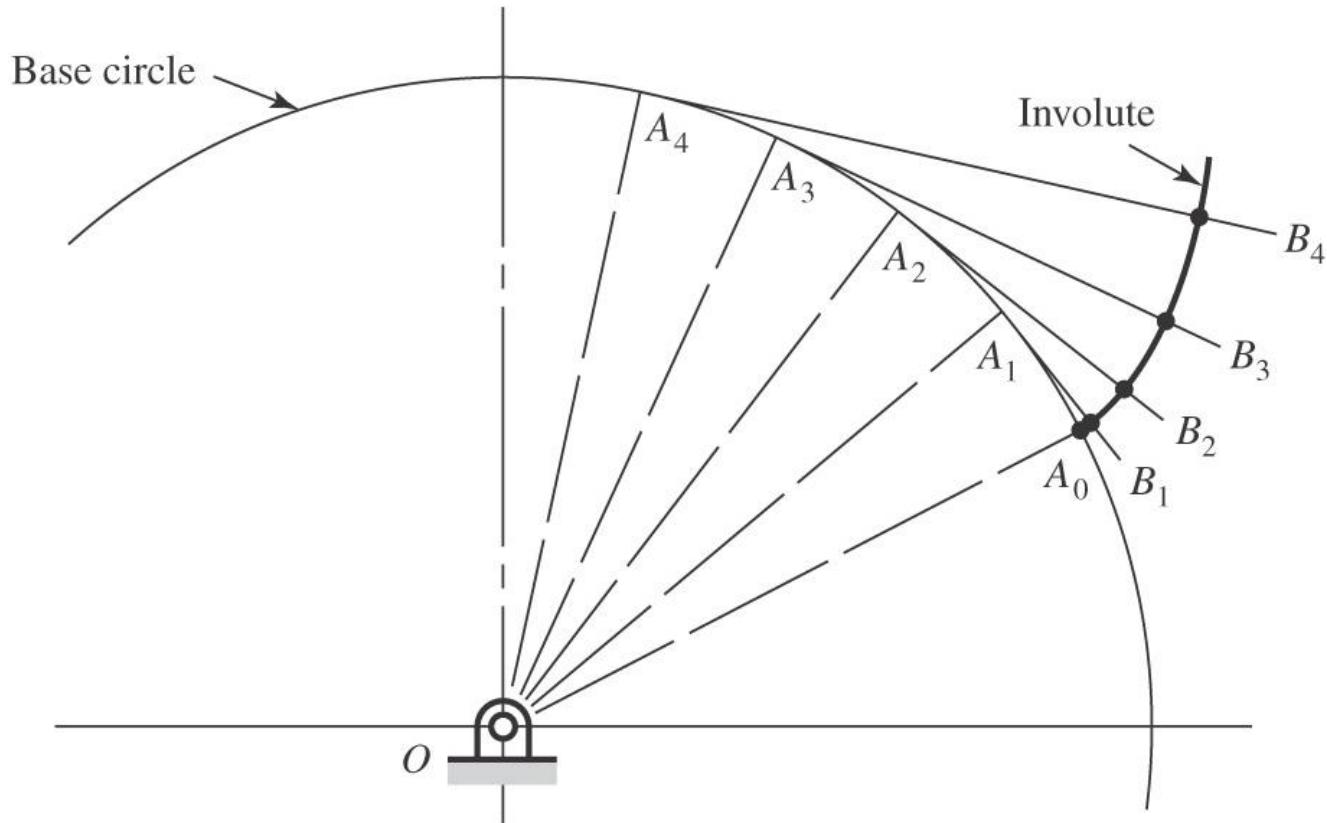


Fig. 13–8

Círculos de um arranjo de engrenagens.

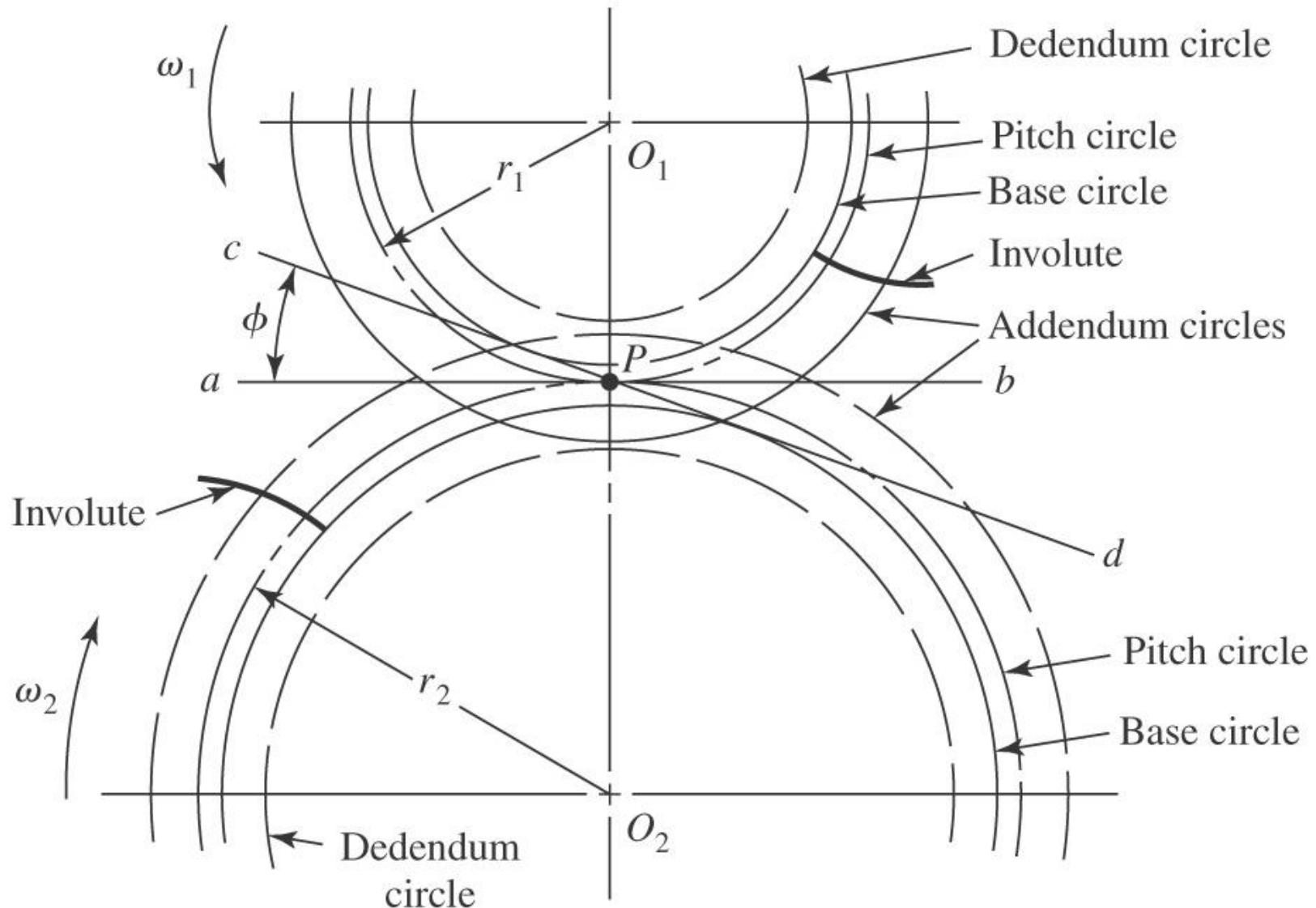


Fig. 13-9

Relation of Base Circle to Pressure Angle

$$r_b = r \cos \phi \quad (13-6)$$

Ângulos de pressão padronizados : $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° e 25°

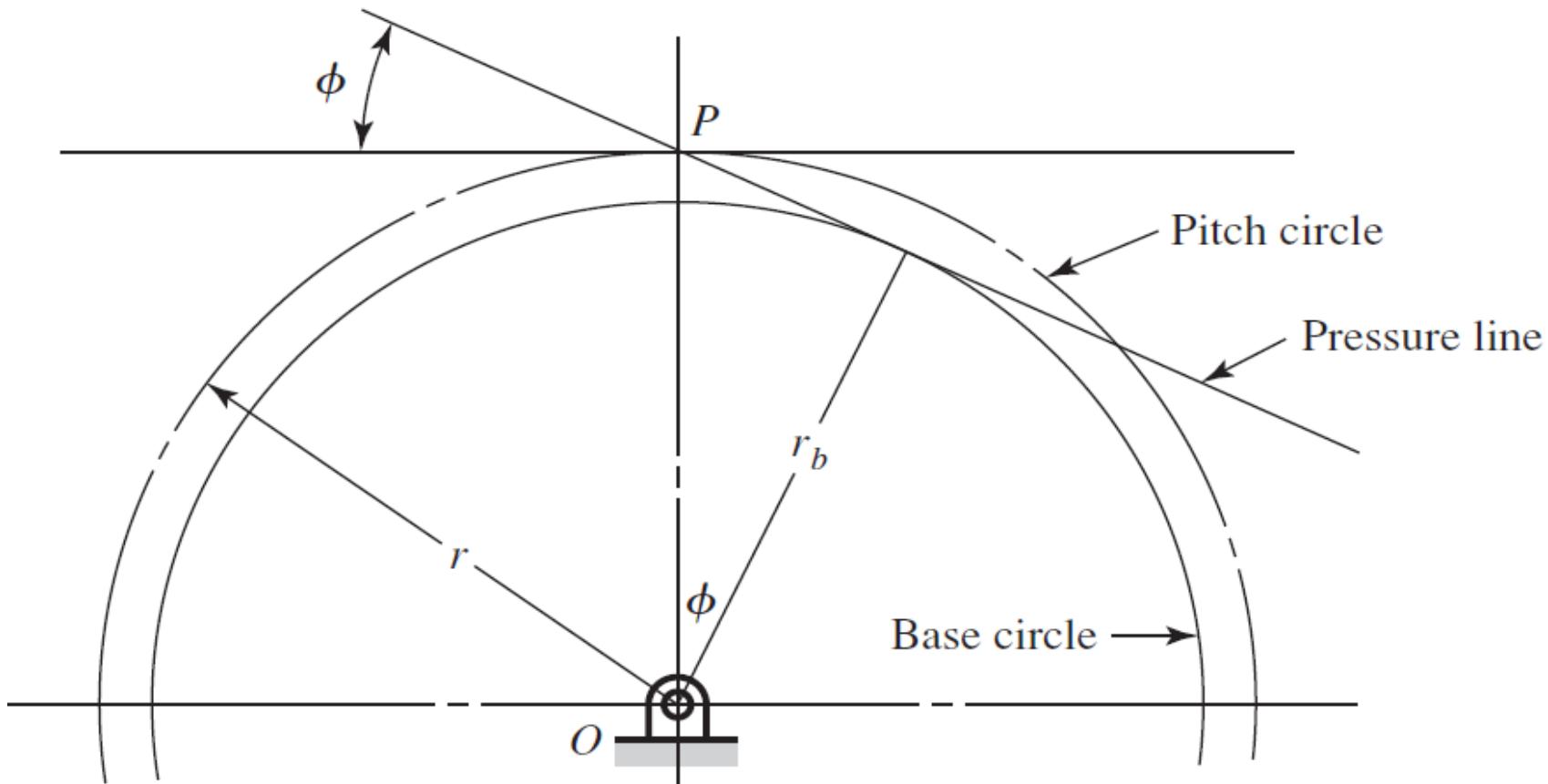


Fig. 13-10

Linha de ação do Engrenamento

- Início do contato: a
- Término do contato: b
- linha de ação: ab
- Ângulo de aproximação
- Ângulo de afastamento
- O ângulo de ação

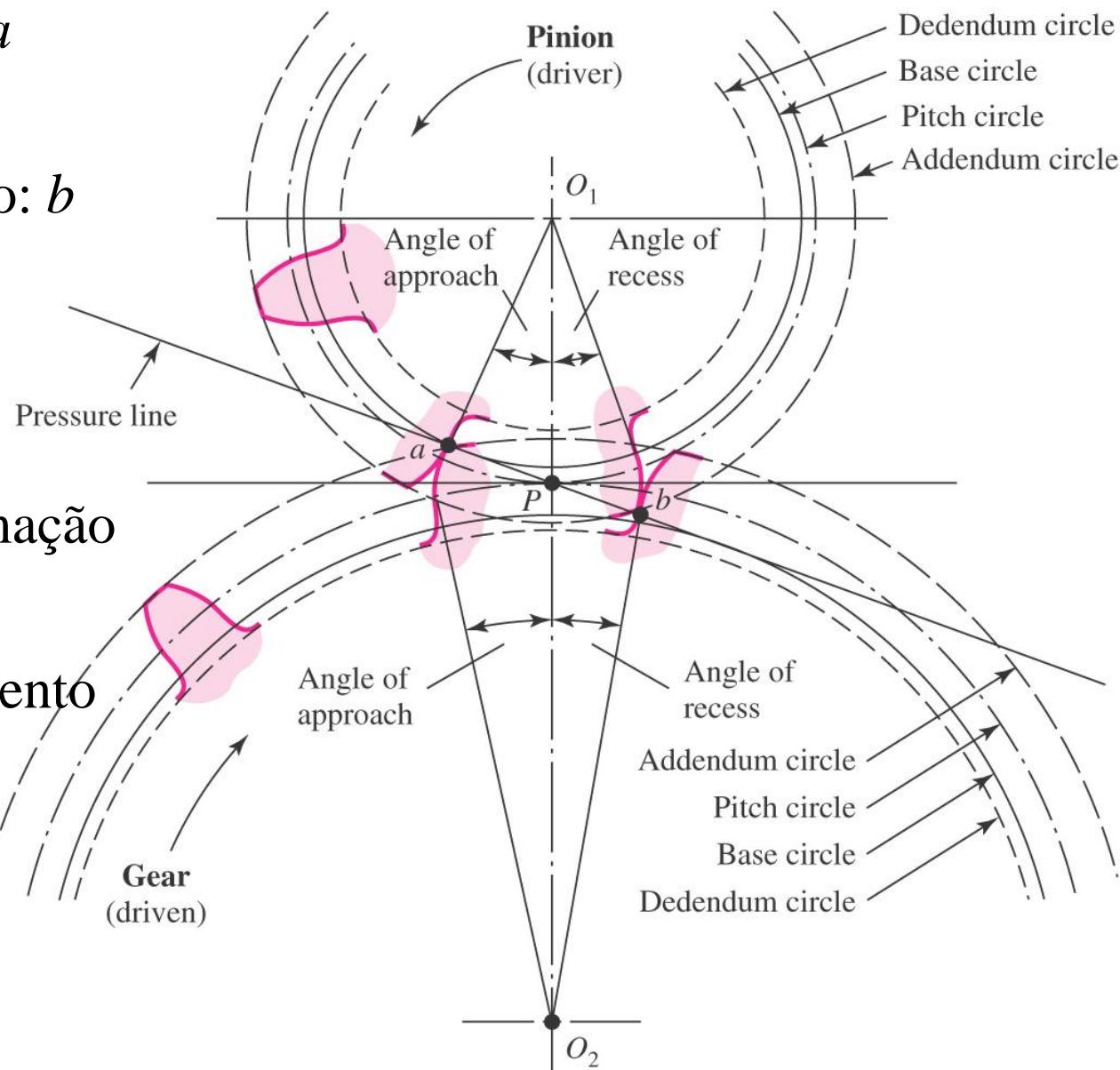


Fig. 13-12

Cremalheira

- “Coroa” de diâmetro infinito
- O perfil dente é reto
- Inclinação do dente igual ângulo de pressão
- *passo base e passo circular*

$$p_b = p_c \cos \phi \quad (13-7)$$

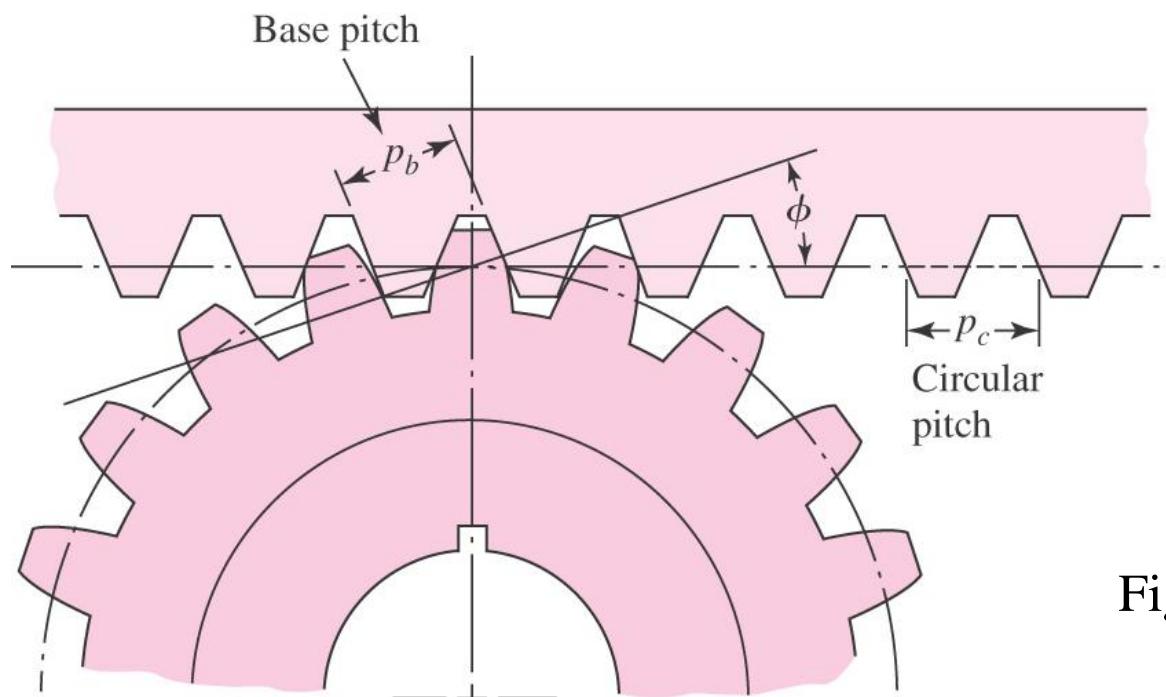


Fig. 13-13

Variação de distância entre centros

- Preserva os círculos de base
- Varia o ângulo de pressão
- Preserva os círculos primitivos
- Varia o comprimento da linha de ação
- Preserva a ação conjugada
- Preserva a relação de transmissão

Razão de Contato

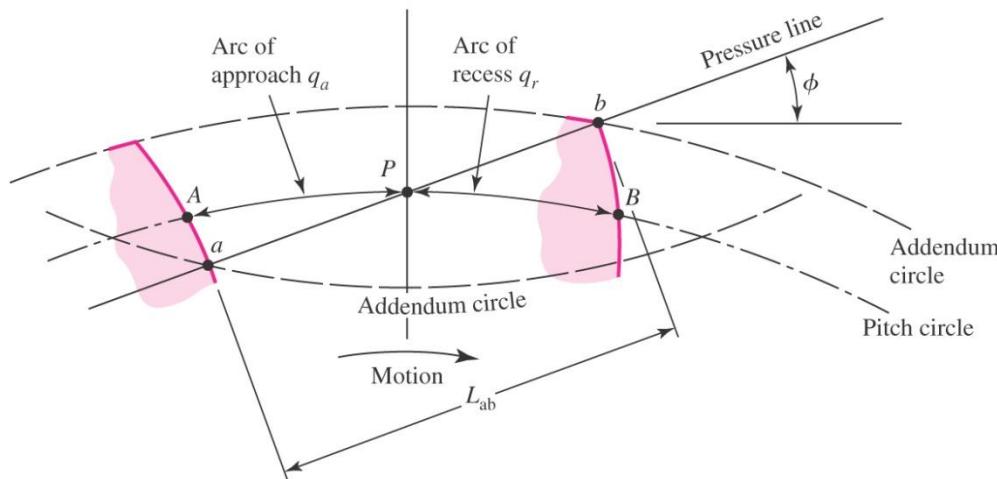
- Arco de aproximação q_a
- Arco de afastamento q_r
- Arco de ação $q_t = q_a + q_r$

- Razão de contato: $m_c = \frac{q_t}{p}$ (13-8)

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cos \phi} \quad (13-9)$$

- Normalmente a razão de contato é $m_c = 1,2$

Copyright © The McGraw-Hill Companies, Inc. Permission required for reproduction or display



Razão de contato

- A razão de contato indica o número médio de dentes em contato

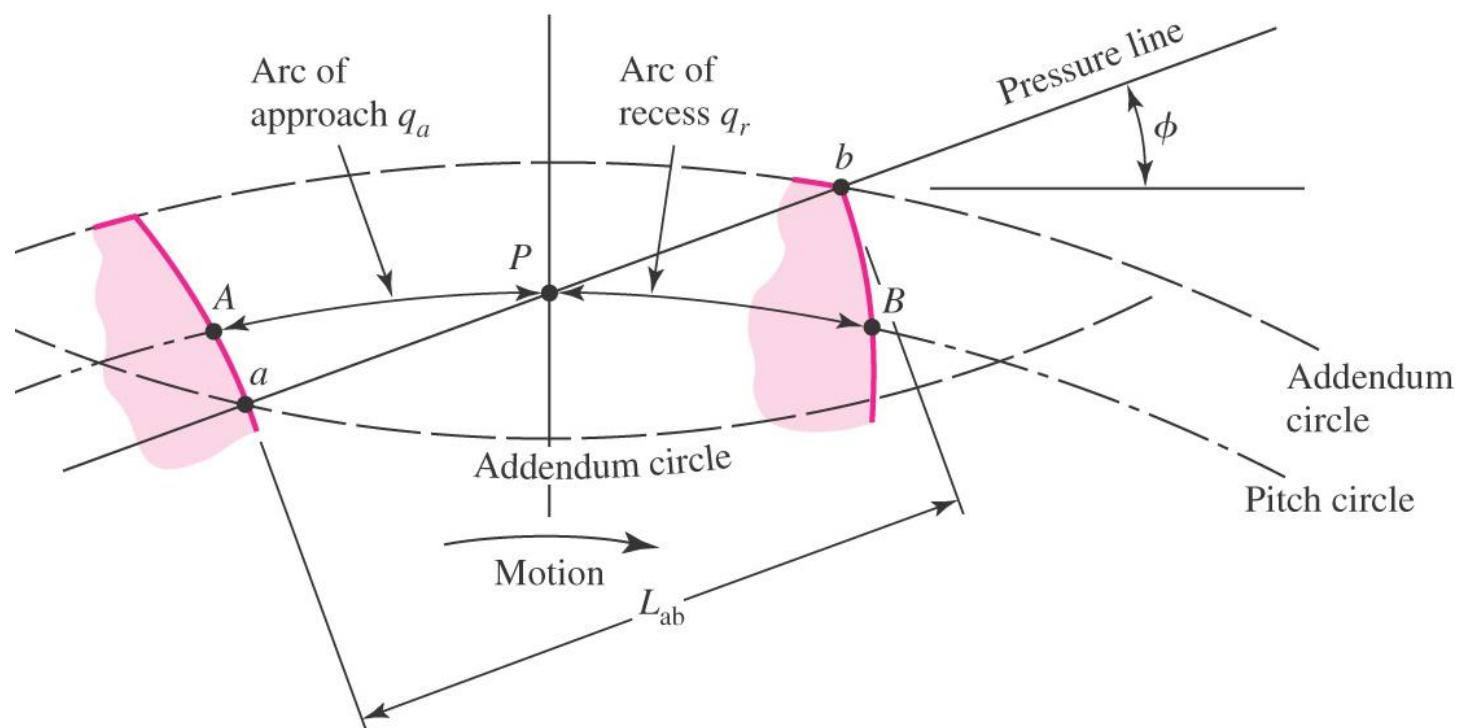


Fig. 13–15

Interferência

- Início e término de contato fora do segmento de ação CD
- Interferência abaixo do círculo de base
- O topo do dente escava o flanco do dente par
- Processo de geração elimina a interferência
- Processo de geração afina o dente

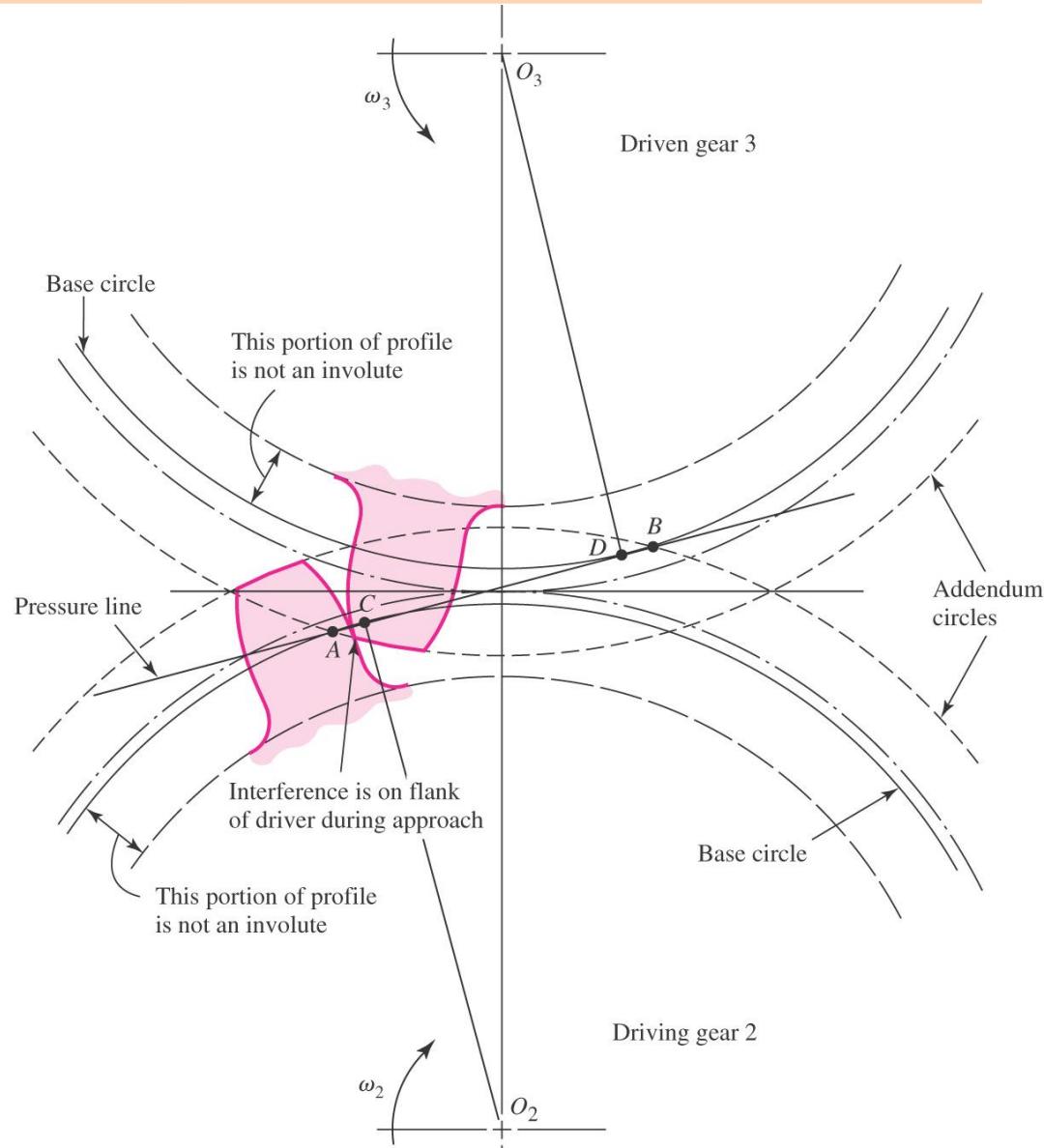


Fig. 13–16

Interferência de Engrenagens Dentes Retos

- Número mínimo de dentes do pinhão ($N_G > N_P$)

$$N_P = \frac{2k}{(1 + 2m) \sin^2 \phi} \left(m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \sin^2 \phi} \right) \quad (13-11)$$

- $m_G = N_G/N_P = m$
- $k = 1$ dente de altura completa (h_t)
- $k = 0,8$ dente de altura menor que h_t
- Número máximo de dentes na coroa

$$N_G = \frac{N_P^2 \sin^2 \phi - 4k^2}{4k - 2N_P \sin^2 \phi} \quad (13-12)$$

Interferência de Engrenagens Dentes Retos

- Procedimento para evitar interferência:
 1. Calcular N_p mínimo
 2. Calcular N_G máximo para N_p escolhido
 3. Verificar se $N_G = m N_p \leq N_G$ máximo
 4. Se 3 não verificar, escolha N_p maior e repita 1,2 e 3 até verificar $N_G \leq N_G$ máximo

Interferência de Engrenagens Dentes Retos

- Cremalheira

Número mínimo de dentes no pinhão

$$N_P = \frac{2(k)}{\sin^2 \phi} \quad (13-13)$$

Interferência de Engrenagens Dentes Retos

- Ângulo de pressão 20°

Valores calculados pelas Eqs. (13–11) and (13–12)

Minimum N_P	Max N_G	Integer Max N_G	Max Gear Ratio $m_G = N_G/N_P$
13	16.45	16	1.23
14	26.12	26	1.86
15	45.49	45	3
16	101.07	101	6.31
17	1309.86	1309	77

Interferência de Engrenagens Dentes Retos

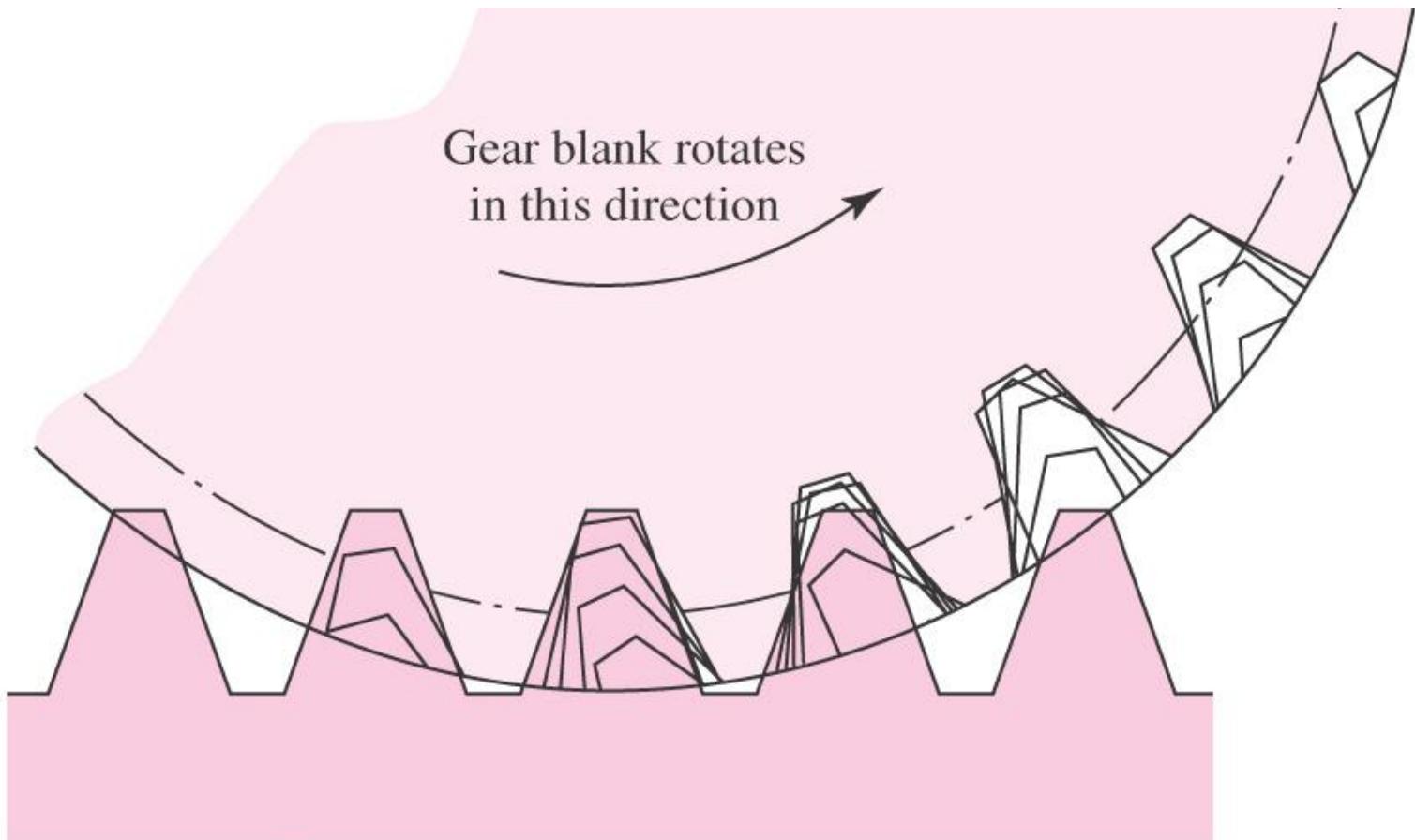
- Ângulo de pressão 25°
Menor número de dentes

Minimum N_P	Max N_G	Integer Max N_G	Max Gear Ratio $m_G = N_G/N_P$
9	13.33	13	1.44
10	32.39	32	3.2
11	249.23	249	22.64

Interferência de Engrenagens Dentes Retos

- A interferência pode ser eliminada com mais dentes no pinhão
- Acréscimo de dentes implica acréscimo de d , se P deve ser mantido
- Ângulo de pressão mais elevado pode eliminar interferência (implica em círculo de base menor)
- Ângulo de pressão alto eleva a *força radial* transmitida ao eixo

Geração com cremalheira



Rack cutter reciprocates in a direction
perpendicular to this page

Fig. 13–18

Fresamento de uma coroa sem-fim

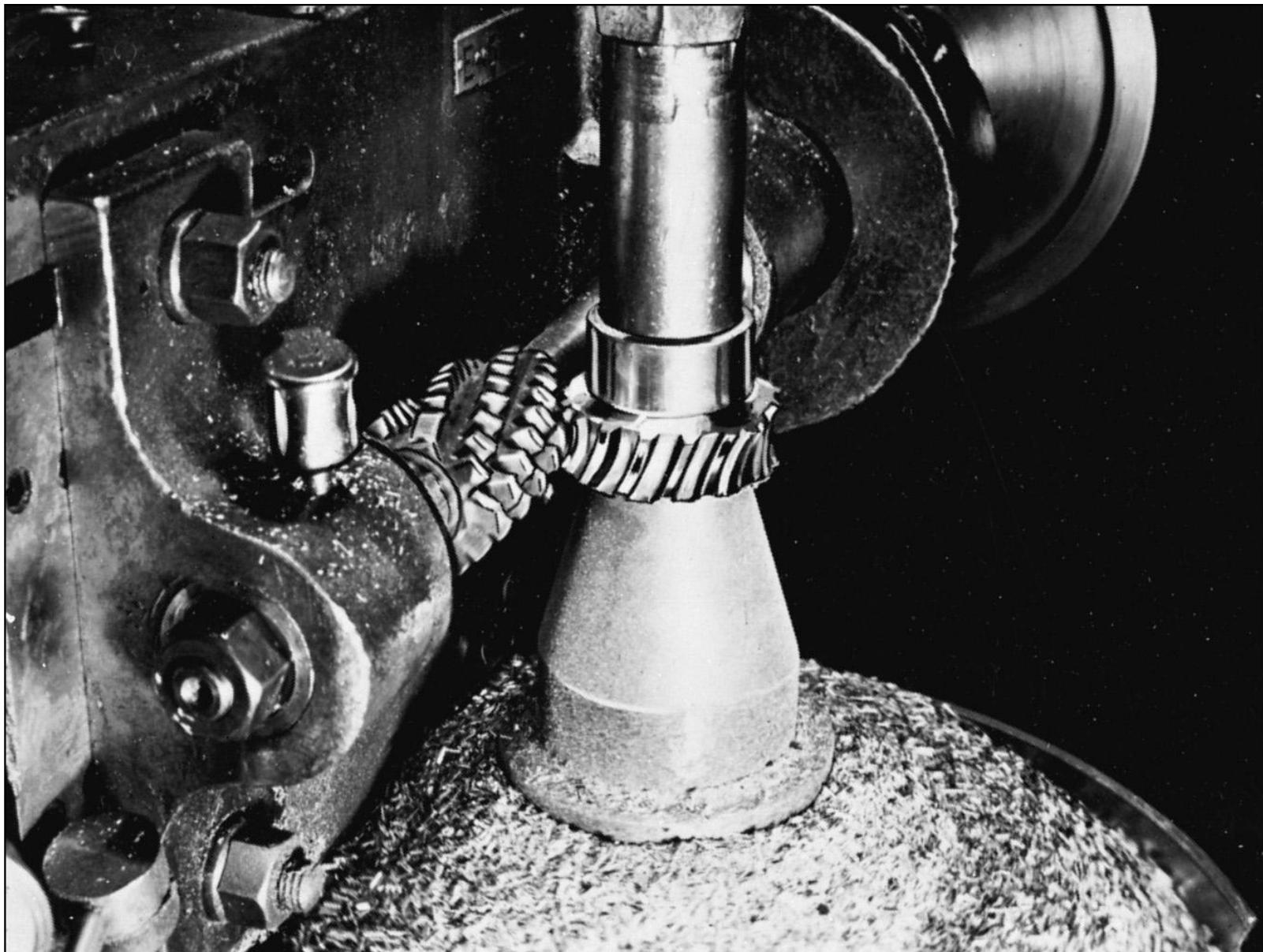


Fig. 13-19

Engrenagens Cônicas

- Transmissão entre eixos concorrentes
- Normalmente eixos a 90°

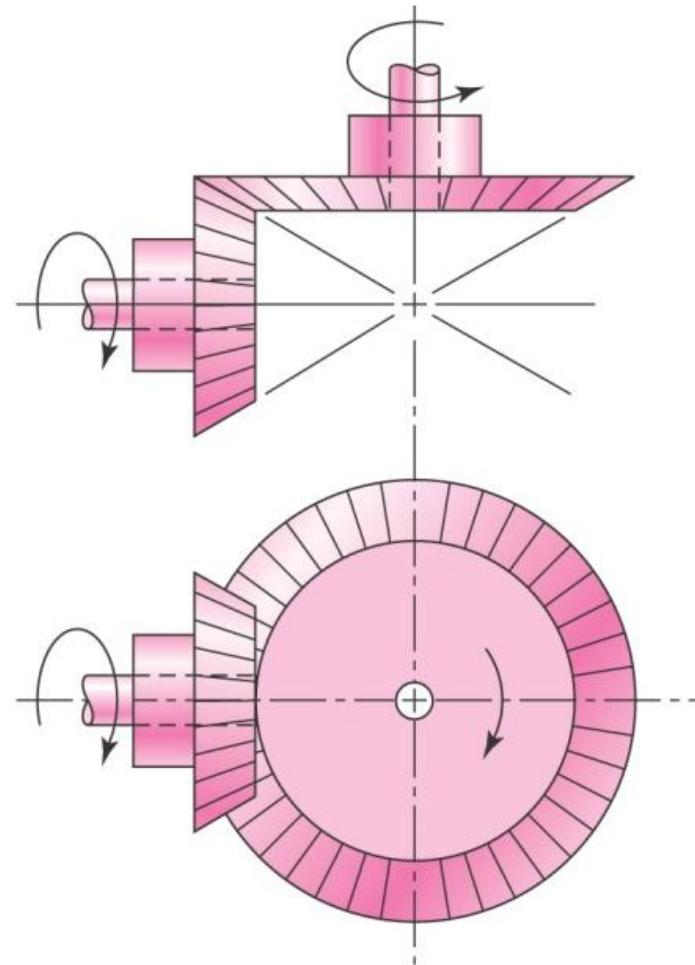


Fig. 13-3

Engrenagens Cônicas

- Fabricação: fresagem, fundição e geração
- Dentes retos, espirais ou hipoidais



Engrenagens Cônicas

- Passo: medido na extremidade maior do dente
- Passo circular
- Passo primitivo
- Diâmetro primitivo
- Cone primitivo
- Ângulos primitivos

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P}$$

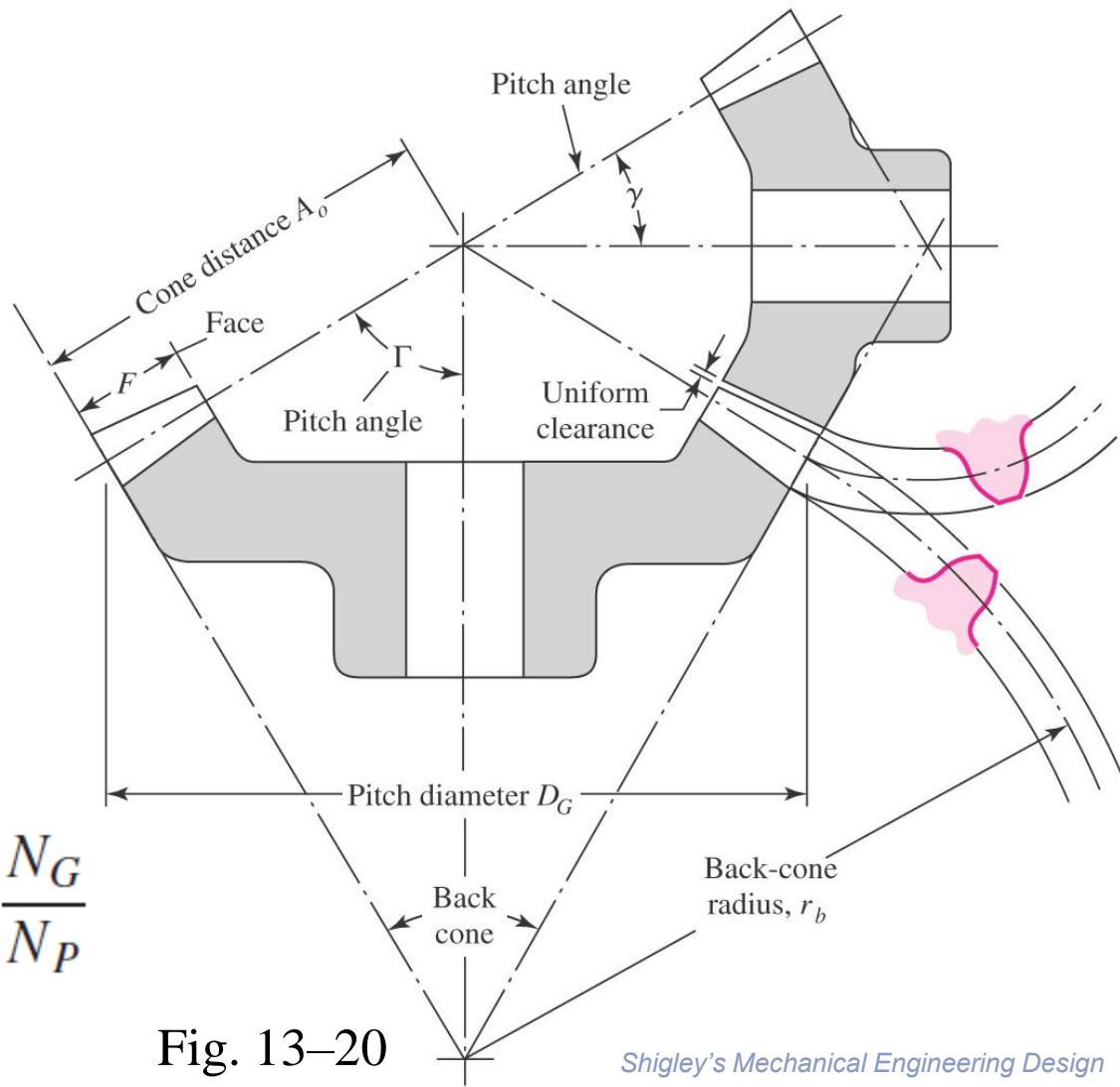


Fig. 13-20

Engrenagens Cônicas

- Cone de fundo
- Raio do cone de fundo: r_b
- Distância de cone: A_0
- Face: F
- Ângulo de pressão 20°
 - aumenta a razão de contato
 - evita adelgaçar o dente

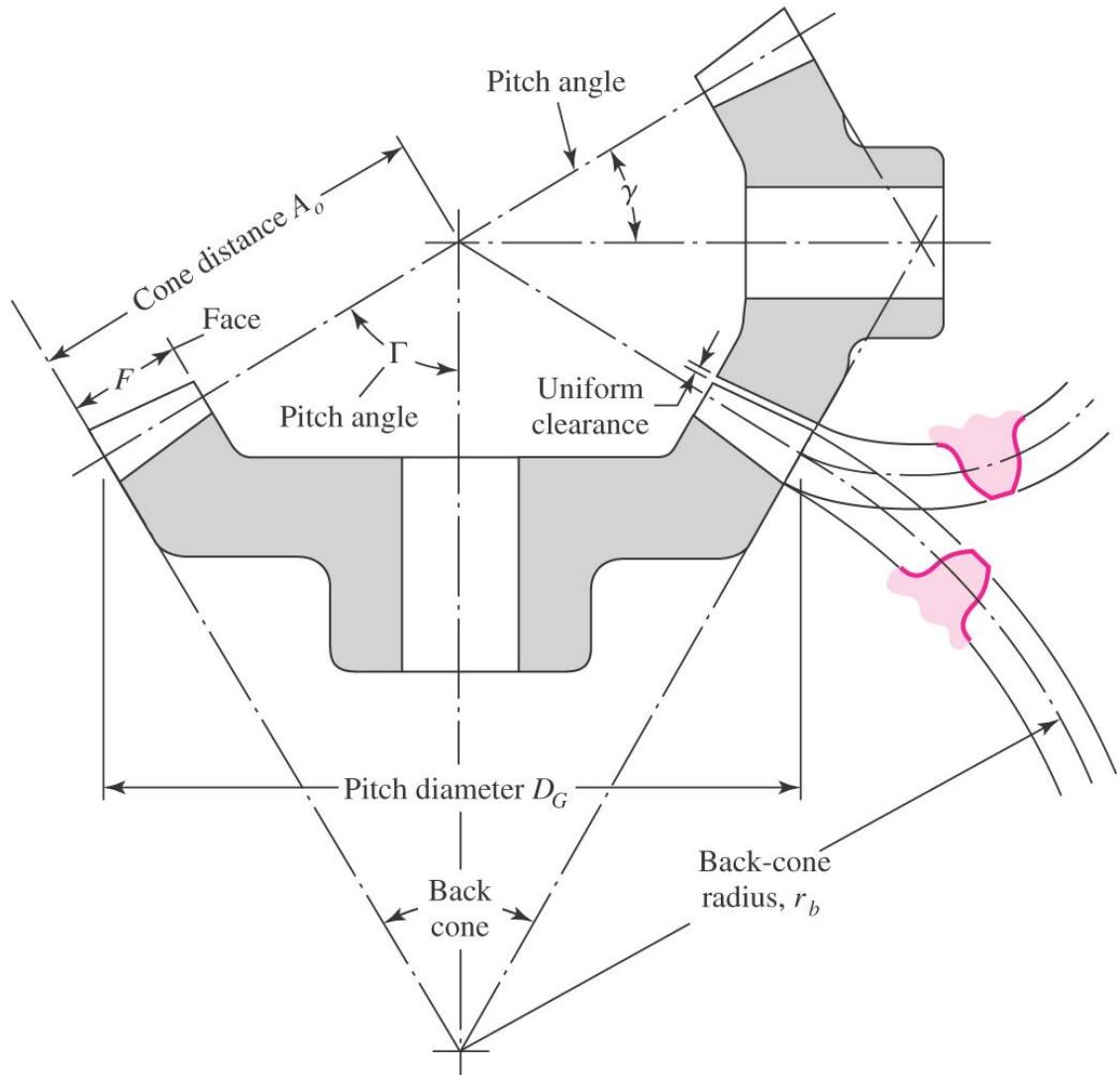
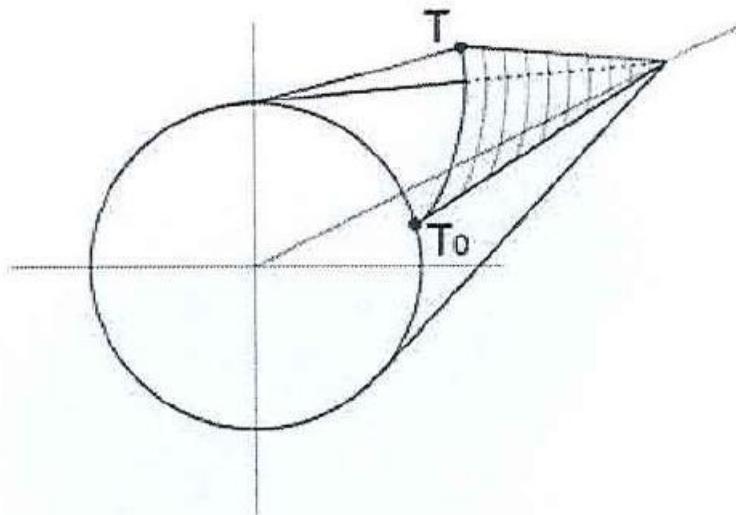


Fig. 13–20

Engrenagens Cônicas

- Involuta do cone: desenrolar papel colado sobre o cone e paralelo à geratriz (sorvete embrulhado)



Generation of the conical involute surface.

Engrenagens Cônicas

- Círculo imaginário:
perpendicular à superfície
do cone de fundo no ponto
de contato e centrado no
vértice do cone de fundo
- Número de dentes da
engrenagem imaginária

$$N' = \frac{2\pi r_b}{p}$$

- Cone de fundo
desenvolvido

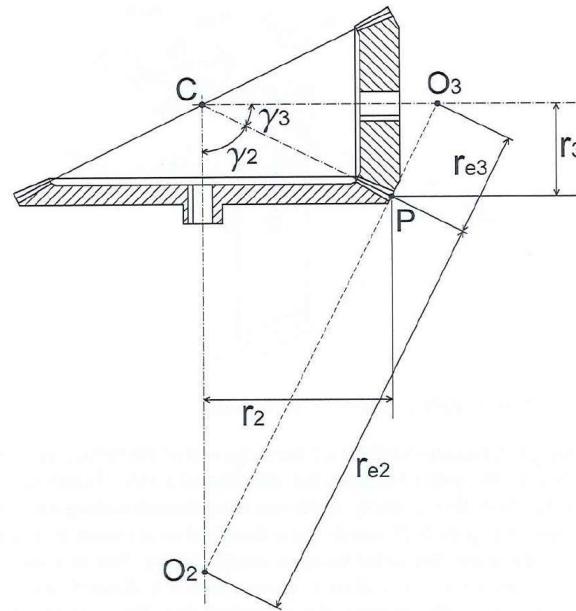
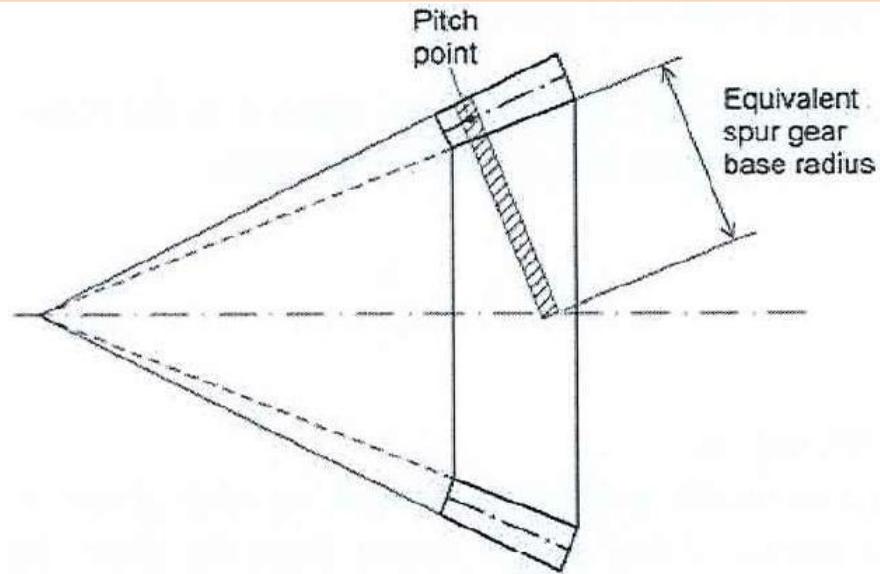


FIGURE 5.26 Illustration of equivalent spur gears.

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- Dentes se estendem ao longo de uma hélice sobre o cilindro
- Ângulos de hélice à direita e à esquerda
- Transmite forças axial e transversal

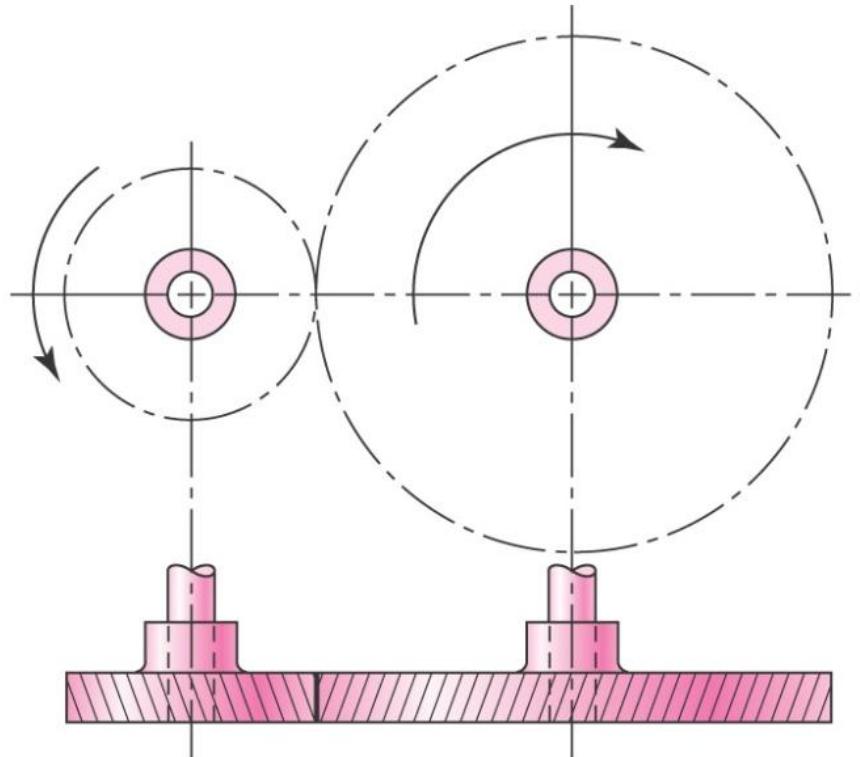


Fig. 13-2

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- Involuta do perfil de dente

Desenrolar sobre o cilindro uma faixa com a extremidade cortada em ângulo igual ao da hélice

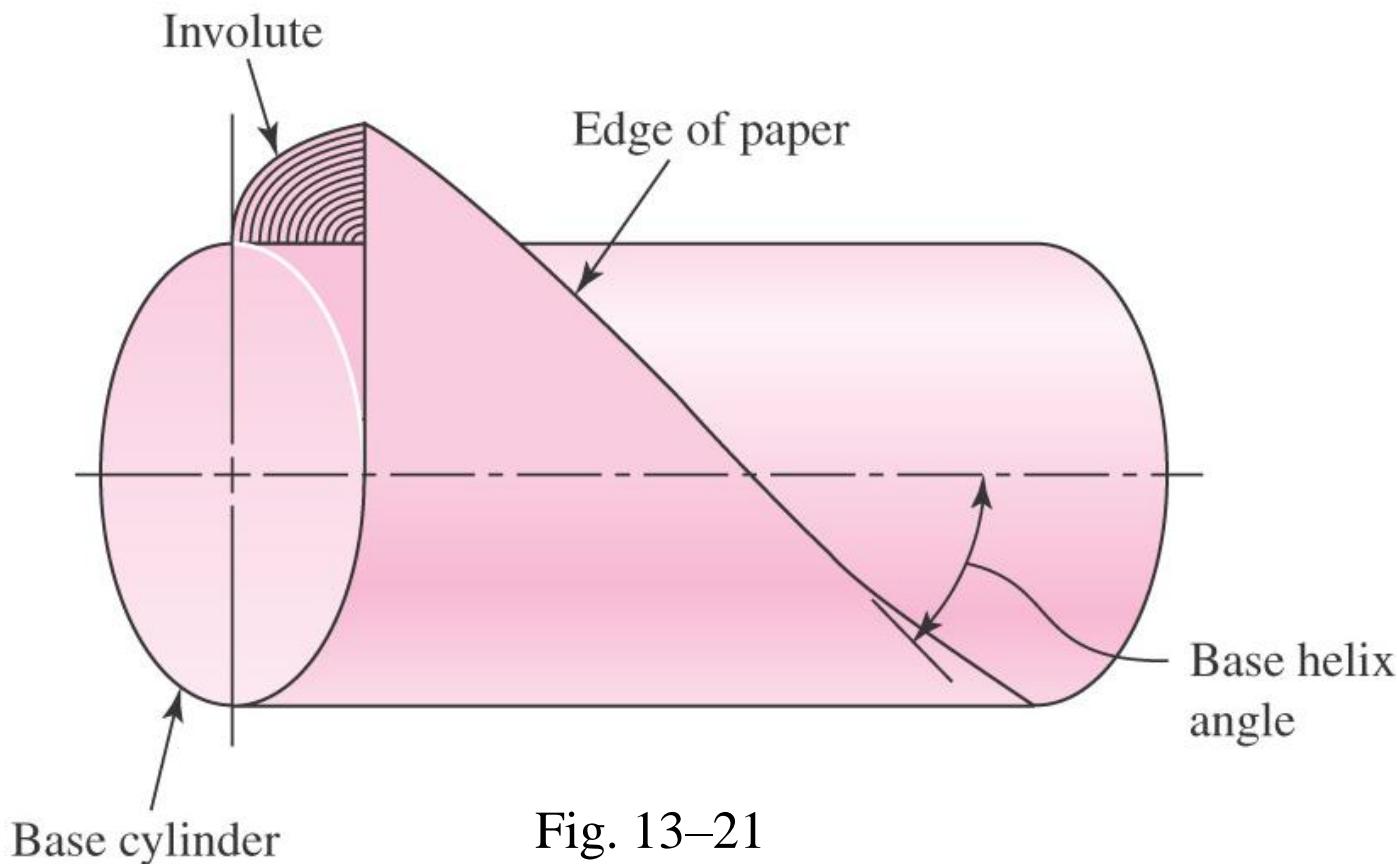


Fig. 13-21

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- O contato entre o par de dentes se dá ao longo de uma linha inclinada sobre a face do dente

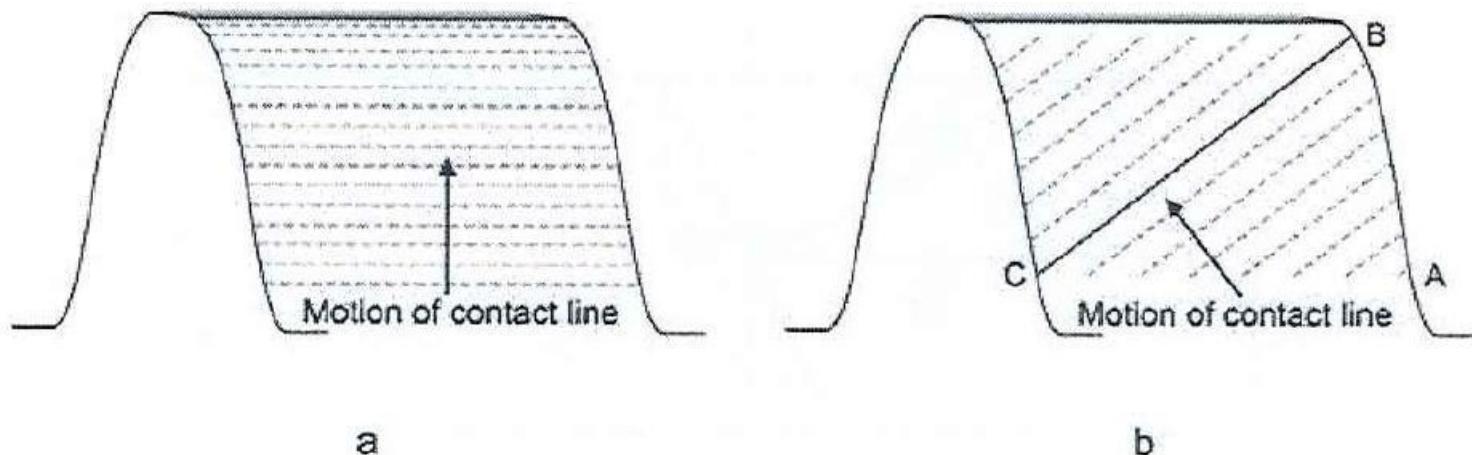
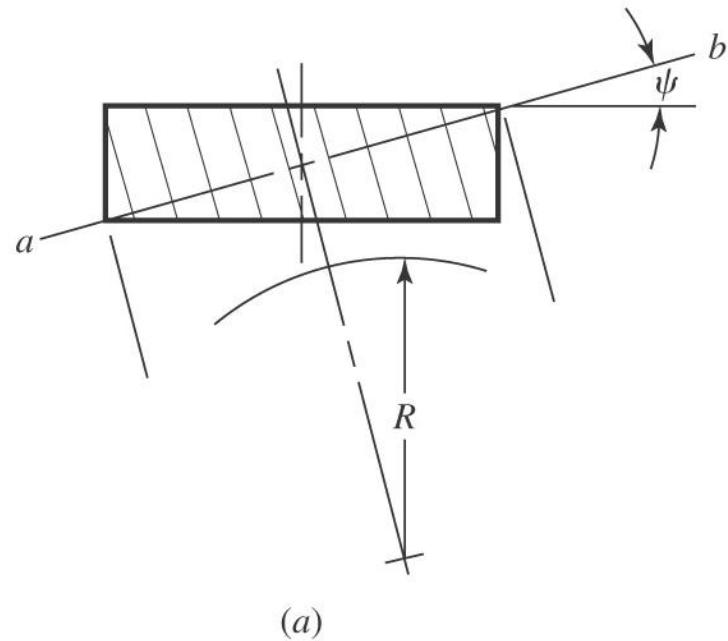


FIGURE 5.19 Comparison of contact lines for spur (a) and helical (b) gears.

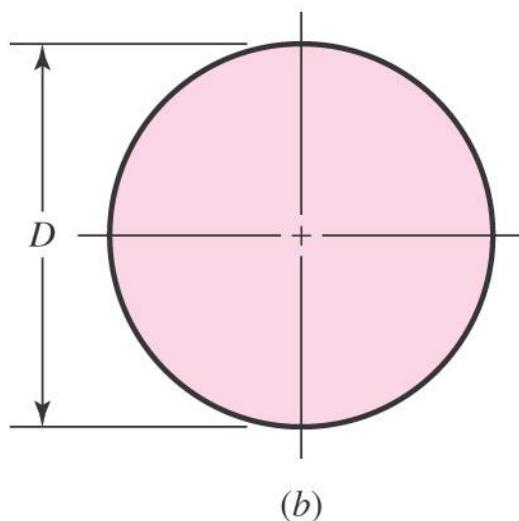
- A razão de contato tem menor importância
- Hélice dupla (espinha de peixe): elimina efeito da força axial
- Mesclar ângulos de hélice ao montar engrenagens helicoidais num eixo

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- Ângulo de hélice ψ_t
- Ângulo de hélice
 - Direito
 - Esquerdo



(a)



(b)

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- Passo axial p_x

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi}$$

- Passo transversal p_t

- Passo normal p_n

$$p_n = p_t \cos \psi$$

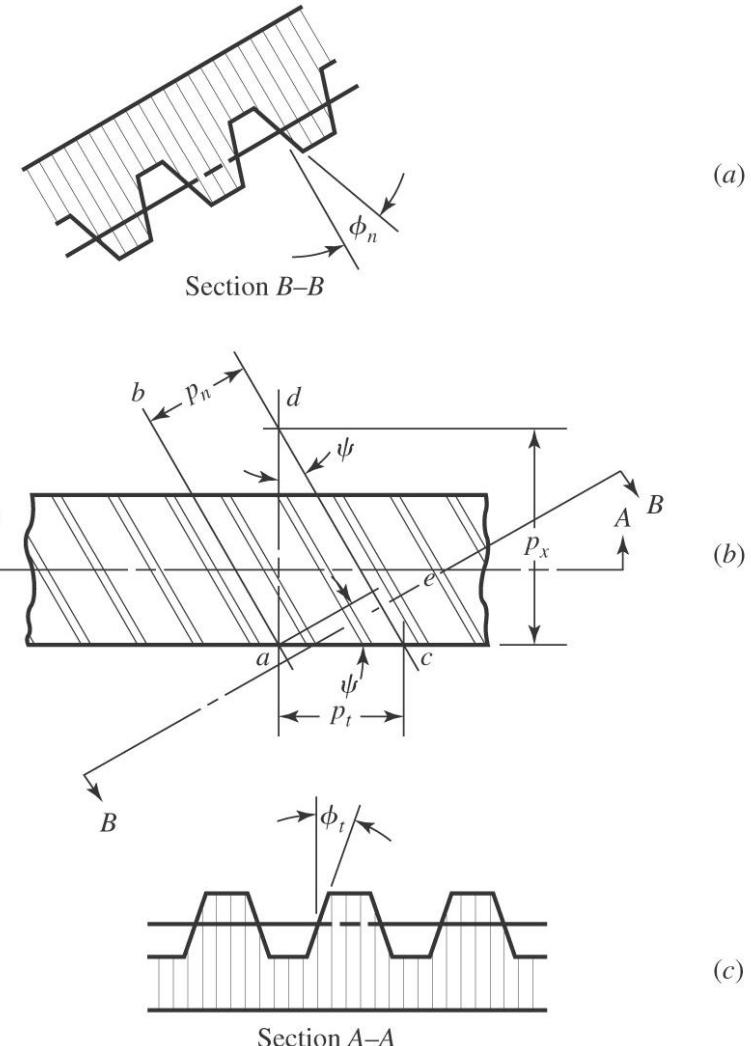
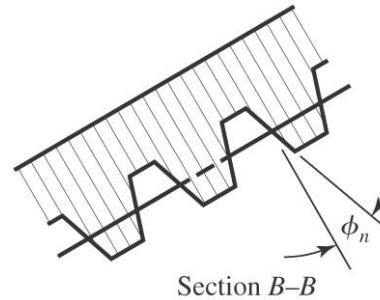


Fig. 13-22

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- Passo diametral transversal P_t



- Passo diametral normal P_n

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi}$$

$$p_n P_n = \pi$$

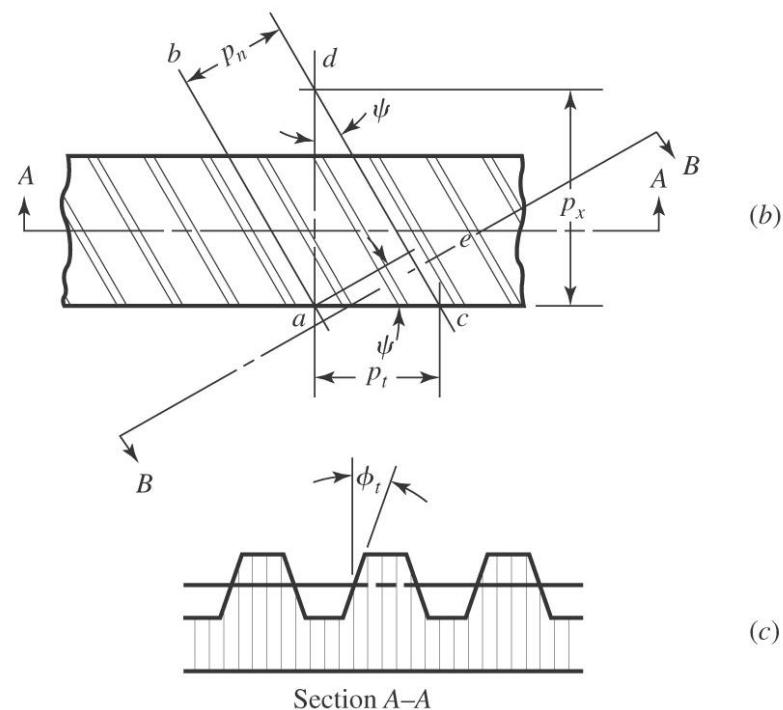


Fig. 13-22

Engrenagens Helicoidais de Eixos paralelos

- Ângulo de pressão transversal ϕ_t
- Ângulo de pressão normal ϕ_n
- Relação entre os ângulos

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t}$$

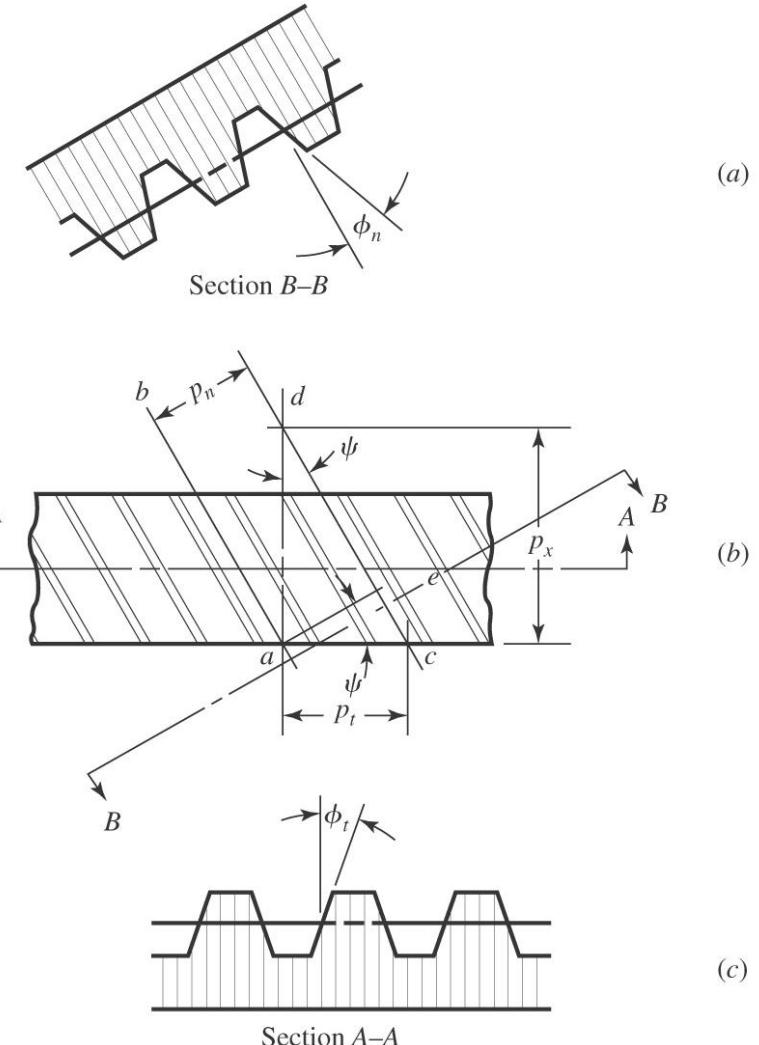


Fig. 13-22

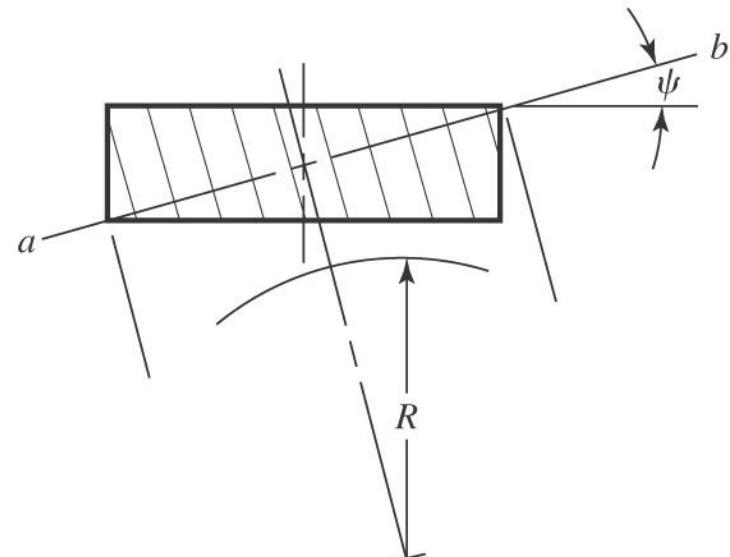
Parallel Helical Gears

- Raio aparente R

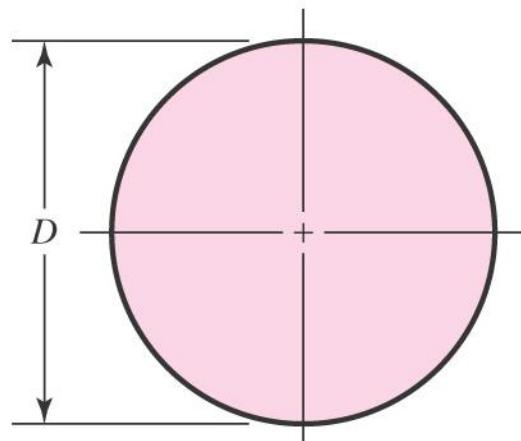
$$R = r / \cos \psi$$

- *Número virtual de dentes N'*
(necessário para projeto e corte de engrenagem)

$$N' = \frac{N}{\cos^3 \psi}$$



(a)



(b)

Fig. 13–23

Example 13–2

A stock helical gear has a normal pressure angle of 22° , a helix angle of 32° , and a transverse diametral pitch of 3.0 mm, and has 24 teeth. Find:

- (a) The pitch diameter
- (b) The transverse, the normal, and the axial pitches
- (c) The normal diametral pitch
- (d) The transverse pressure angle

Solution

Answer

(a) $d = Nm_t = 24(3) = 72 \text{ mm}$

Answer

(b) $p_t = \pi m_t = \pi(3) = 9.42478 \text{ mm}$

Example 13–2

$$p_n = p_t \cos \psi = 9.42478 = 9.42478 \cos (32) = 7.99267 \text{ mm}$$

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} = \frac{9.42478}{\tan 32^\circ} = 15.08280 \text{ mm}$$

Answer

$$(c) \quad m_n = m_i \cos \psi = 3 \cos 32^\circ = 2.54414 \text{ mm}$$

Answer

$$(d) \quad \phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 22^\circ}{\cos 32^\circ} \right) = 25.47402^\circ$$

Interferência em engrenagens helicoidais

- *Número mínimo de dentes no pinhão*

- $k = 1$ (altura de dente completa h_t)
- $k = 0.8$ (altura de dente menor que h_t)
- Relação de transmissão: $m_G = N_G/N_P = m$

$$N_P = \frac{2k \cos \psi}{(1 + 2m) \sin^2 \phi_t} \left[m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \sin^2 \phi_t} \right] \quad (13-22)$$

Interferência em engrenagens helicoidais

- *Número máximo de dentes na coroa*

- $k = 1$ (altura de dente completa h_t)
- $k = 0.8$ (altura de dente menor que h_t)
- Relação de transmissão: $m_G = N_G/N_P = m$

$$N_G = \frac{N_P^2 \sin^2 \phi_t - 4k^2 \cos^2 \psi}{4k \cos \psi - 2N_P \sin^2 \phi_t} \quad (13-23)$$

Interferência em engrenagens helicoidais

- Número máximo de dentes no pinhão de um par pinhão coroa sem-fim

$$N_P = \frac{2k \cos \psi}{\sin^2 \phi_t} \quad (13-24)$$

- Exemplo (anotações pág. 13-12)
- Razão de contato de face
 - Número médio de dentes em contato com a face do dente par
 - Quanto maior a razão de contato, mais silencioso o par

Coroa parafuso sem-fim

- Ângulo de avanço λ do parafuso
- Ângulo de hélice da coroa ψ_G
Eixos a 90° ψ_G diferente de λ
- Avanço do parafuso L

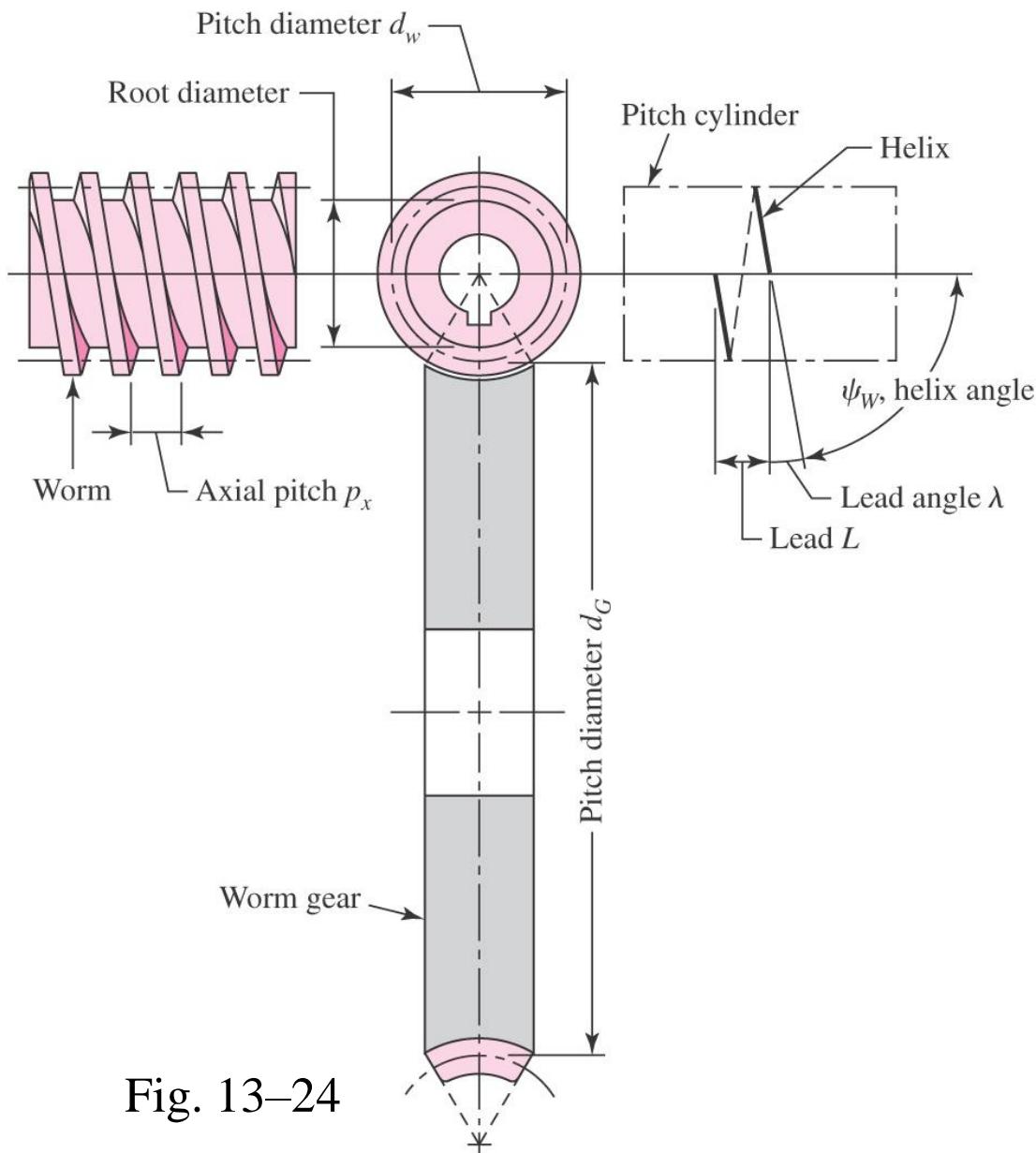


Fig. 13-24

Coroa parafuso sem-fim

- Passo axial do parafuso

$$p_x$$

- Passo transversal da coroa p_t

Eixos a 90° : $p_x = p_t$

- Diâmetro primitivo da coroa d_G

$$d_G = \frac{N_G p_t}{\pi}$$

- Passo diametral da coroa P_G

- $P_G = N_G / d_G$

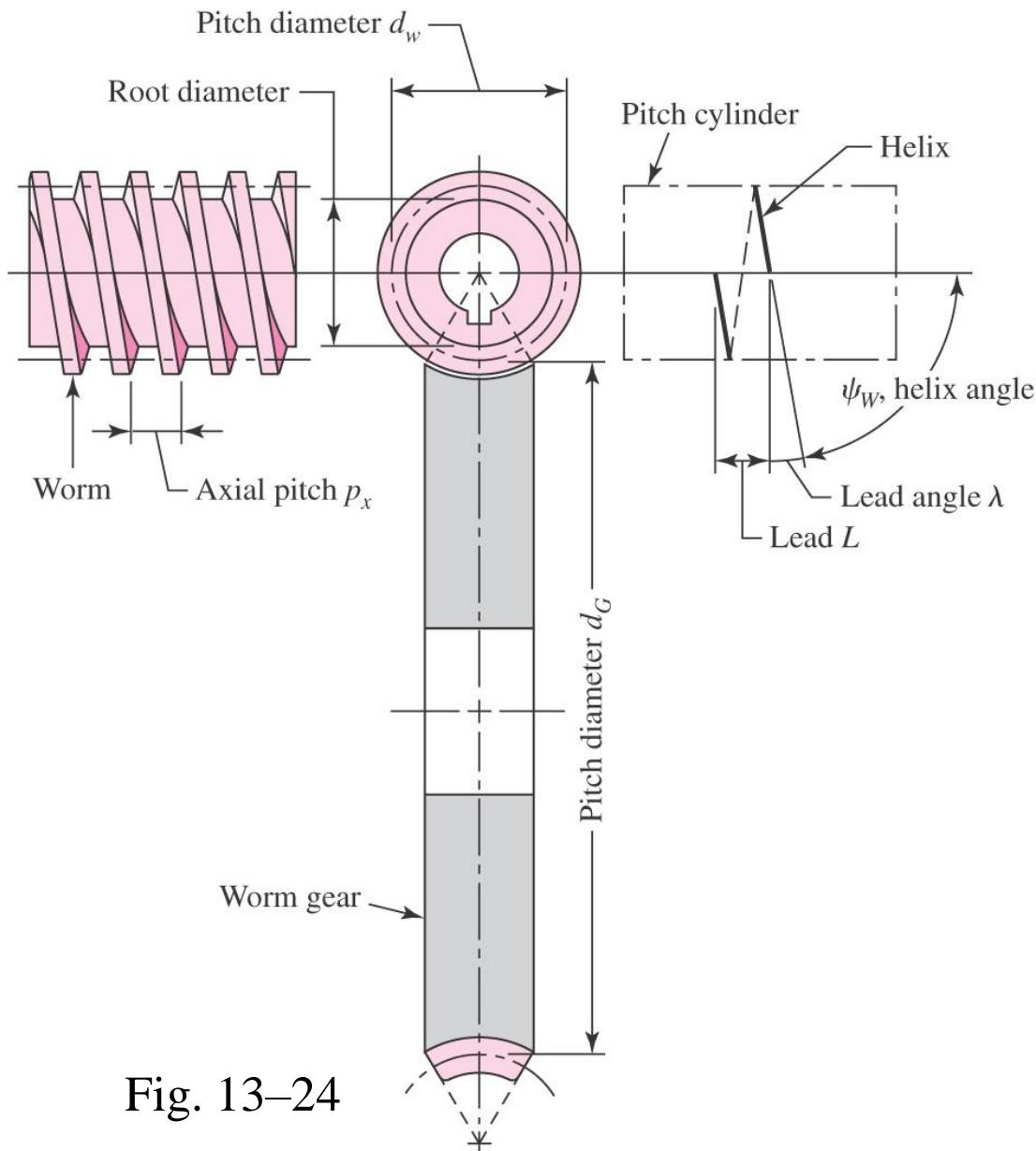


Fig. 13-24

Coroa parafuso sem-fim

- Diâmetro primitivo do parafuso d_w
- Diâmetro primitivo recomendado (rendimento ótimo do par)

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad (13-26)$$

- Relação entre o avanço do parafuso, o passo axial e o número de filetes do parafuso

$$L = p_x N_w \quad (13-27)$$

- Relação entre o ângulo de avanço, o avanço e o diâmetro primitivo do parafuso

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w} \quad (13-28)$$

Sistemas de dentes padronizados para engrenagens de dentes retos

AGMA: American Gear Manufacturers Association

Tooth System	Pressure Angle ϕ , deg	Addendum a	Dedendum b
Full depth	20	$1/P$ or m	$1.25/P$ or $1.25m$
			$1.35/P$ or $1.35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P$ or m	$1.25/P$ or $1.25m$
			$1.35/P$ or $1.35m$
	25	$1/P$ or m	$1.25/P$ or $1.25m$
			$1.35/P$ or $1.35m$
Stub	20	$0.8/P$ or $0.8m$	$1/P$ or m

Table 13–1

Tamanhos de dentes

Diametral Pitch P (teeth/in)

Coarse 2, $2\frac{1}{4}$, $2\frac{1}{2}$, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16

Fine 20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200

Module m (mm/tooth)

Preferred 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50

Next Choice 1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18,
22, 28, 36, 45

Table 13–2

Parâmetros para engrenagens cônicas de dente reto 20°

Item	Formula										
Working depth	$h_k = 2.0/P [= 2.0 \text{ m}]$										
Clearance	$c = (0.188/P) + 0.002 \text{ in} [= 0.188 \text{ m} + 0.05 \text{ mm}]$										
Addendum of gear	$a_G = \frac{0.54}{P} + \frac{0.460}{P(m_{90})^2} \left[= 0.54 \text{ m} + \frac{0.46 \text{ m}}{(m_{90})^2} \right]$										
Gear ratio	$m_G = N_G/N_P$										
Equivalent 90° ratio	$m_{90} = m_G \text{ when } \Gamma = 90^\circ$ $m_{90} = \sqrt{m_G \frac{\cos \gamma}{\cos \Gamma}} \text{ when } \Gamma \neq 90^\circ$										
Face width	$F = 0.3A_0 \text{ or } F = \frac{10}{P}, \text{ whichever is smaller } \left[F = \frac{A_0}{3} \text{ or } F = 10 \text{ m} \right]$										
Minimum number of teeth	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td style="padding: 5px;">Pinion</td> <td style="padding: 5px;">16</td> <td style="padding: 5px;">15</td> <td style="padding: 5px;">14</td> <td style="padding: 5px;">13</td> </tr> <tr> <td style="padding: 5px;">Gear</td> <td style="padding: 5px;">16</td> <td style="padding: 5px;">17</td> <td style="padding: 5px;">20</td> <td style="padding: 5px;">30</td> </tr> </table>	Pinion	16	15	14	13	Gear	16	17	20	30
Pinion	16	15	14	13							
Gear	16	17	20	30							

Table 13–3

Parâmetros de engrenagens helicoidais

Quantity*	Formula	Quantity*	Formula
Addendum	$\frac{1.00}{P_n}$	External gears:	
Dedendum	$\frac{1.25}{P_n}$	Standard center distance	$\frac{D + d}{2}$
Pinion pitch diameter	$\frac{N_p}{P_n \cos \psi}$	Gear outside diameter	$D + 2a$
Gear pitch diameter	$\frac{N_G}{P_n \cos \psi}$	Pinion outside diameter	$d + 2a$
Normal arc tooth thickness [†]	$\frac{\pi}{P_n} - \frac{B_n}{2}$	Gear root diameter	$D - 2b$
Pinion base diameter	$d \cos \phi_t$	Pinion root diameter	$d - 2b$
		Internal gears:	
Gear base diameter	$D \cos \phi_t$	Center distance	$\frac{D - d}{2}$
Base helix angle	$\tan^{-1} (\tan \psi \cos \phi_t)$	Inside diameter	$D - 2a$
		Root diameter	$D + 2b$

B_n é a folga normal

Recommended Pressure Angles and Tooth Depths for Worm Gearing

Lead Angle λ, deg	Pressure Angle ϕ_n, deg	Addendum a	Dedendum b_G
0–15	$14\frac{1}{2}$	$0.3683p_x$	$0.3683p_x$
15–30	20	$0.3683p_x$	$0.3683p_x$
30–35	25	$0.2865p_x$	$0.3314p_x$
35–40	25	$0.2546p_x$	$0.2947p_x$
40–45	30	$0.2228p_x$	$0.2578p_x$

Table 13–5

Largura de face do parafuso sem-fim

- *Largura de face* F_G do parafuso

Igual ao comprimento da corda do círculo de adendo que tangencia o círculo primitivo do parafuso

Define a espessura da coroa

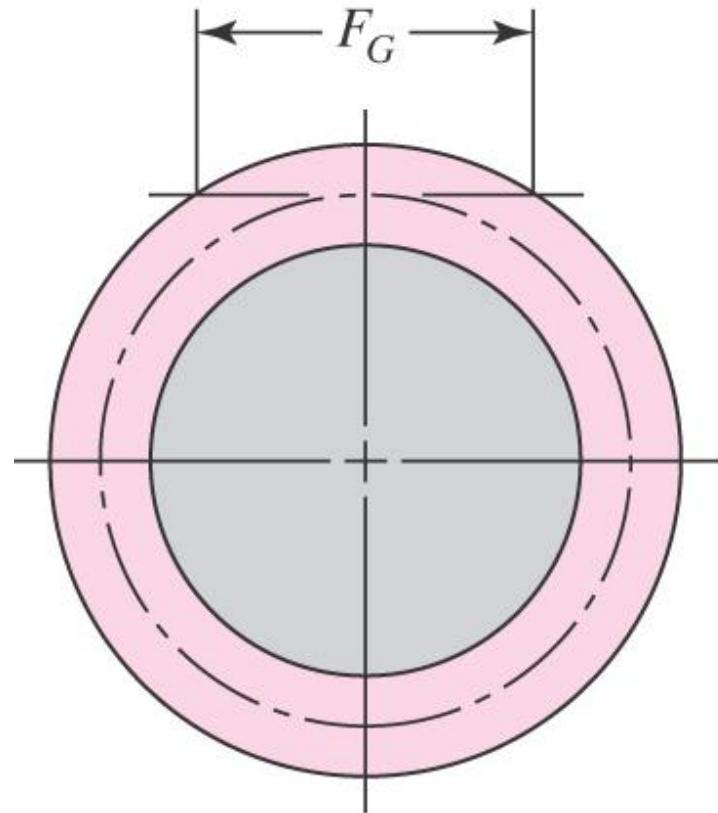
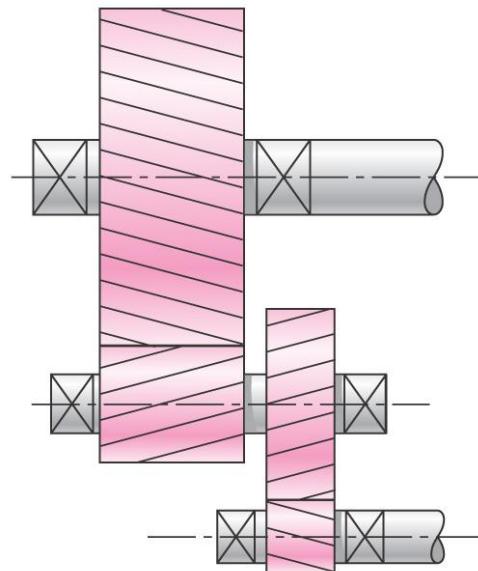
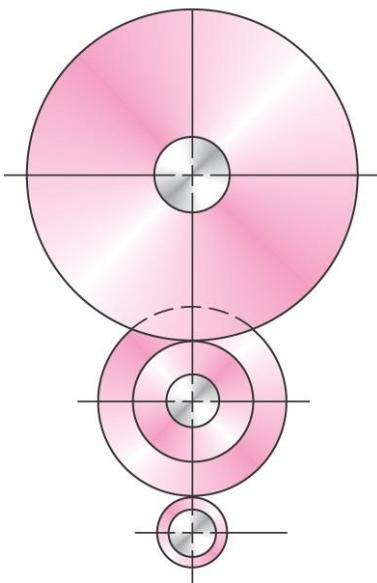


Fig. 13-25

Trens de engrenagens

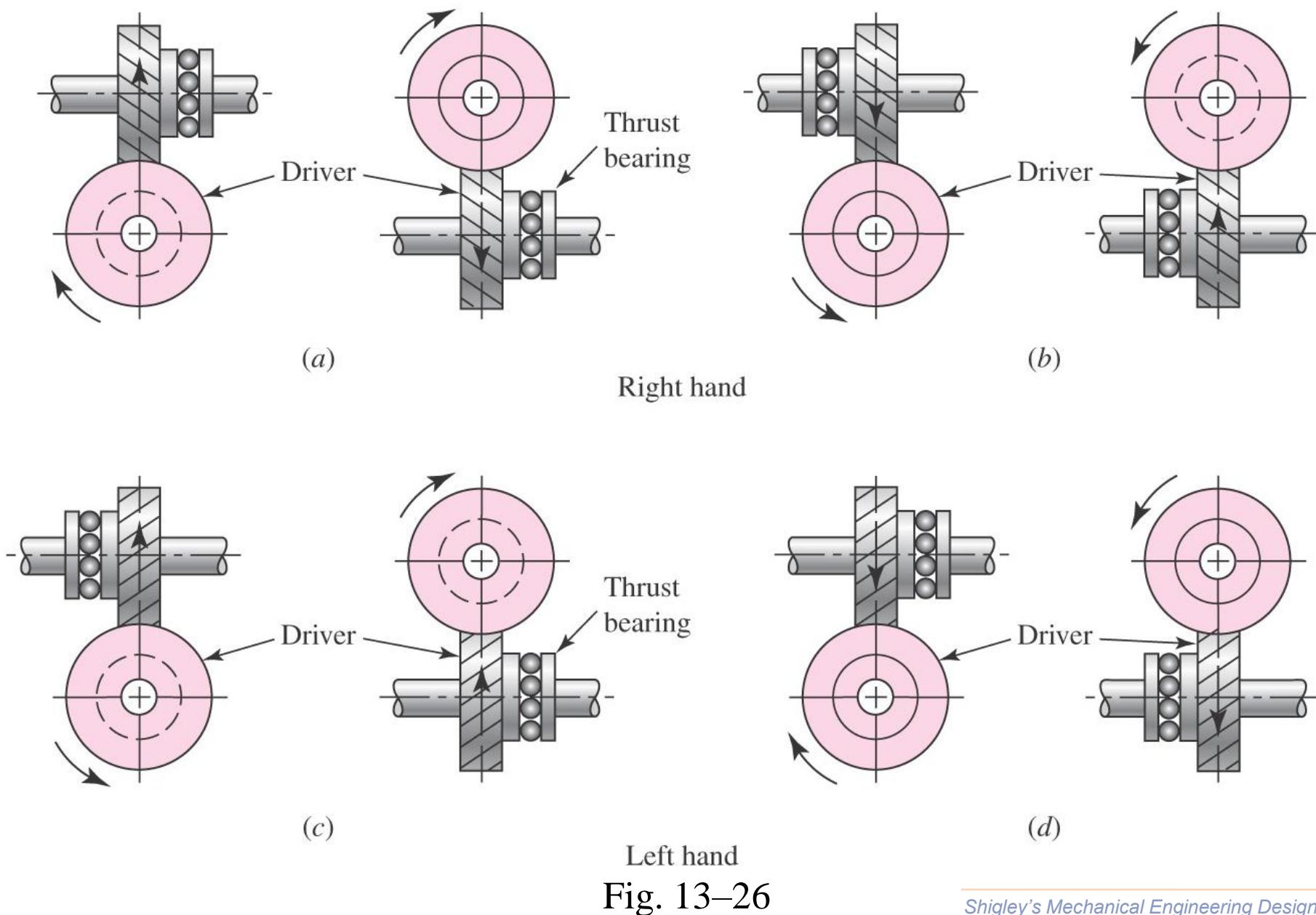


- Sucessão de pares engrenados e eixos
- O movimento do par de entrada é transmitido ao seguinte e assim sucessivamente
- Relação de transmissão no par i : $m_i = N_{pi} / N_{Gi}$
- *Valor de trem* : $e = m_1 m_2 \dots m_n$

$$e = n_L / n_F$$

- n_L é a rotação no eixo de saída
- n_F é a rotação no eixo de entrada

Sentido de rotação em engrenagens helicoidais cruzadas



Trens de engrenagens

- Motora (P) e movida (G):
- $|n_G/n_P| = N_P/N_G = d_P/d_G$
- No par i : N_{Pi}/N_{Gi}
- *Valor de trem :*
$$e = N_{P1}/N_{G1} \ N_{P2}/N_{G2} \dots N_{Pn}/N_{Gn}$$
$$e = n_L / n_F$$

$e < 0$: reversão do sentido de rotação

n_L é a rotação no eixo de saída

n_F é a rotação no eixo de entrada

Trens de engrenagens: valor de trem

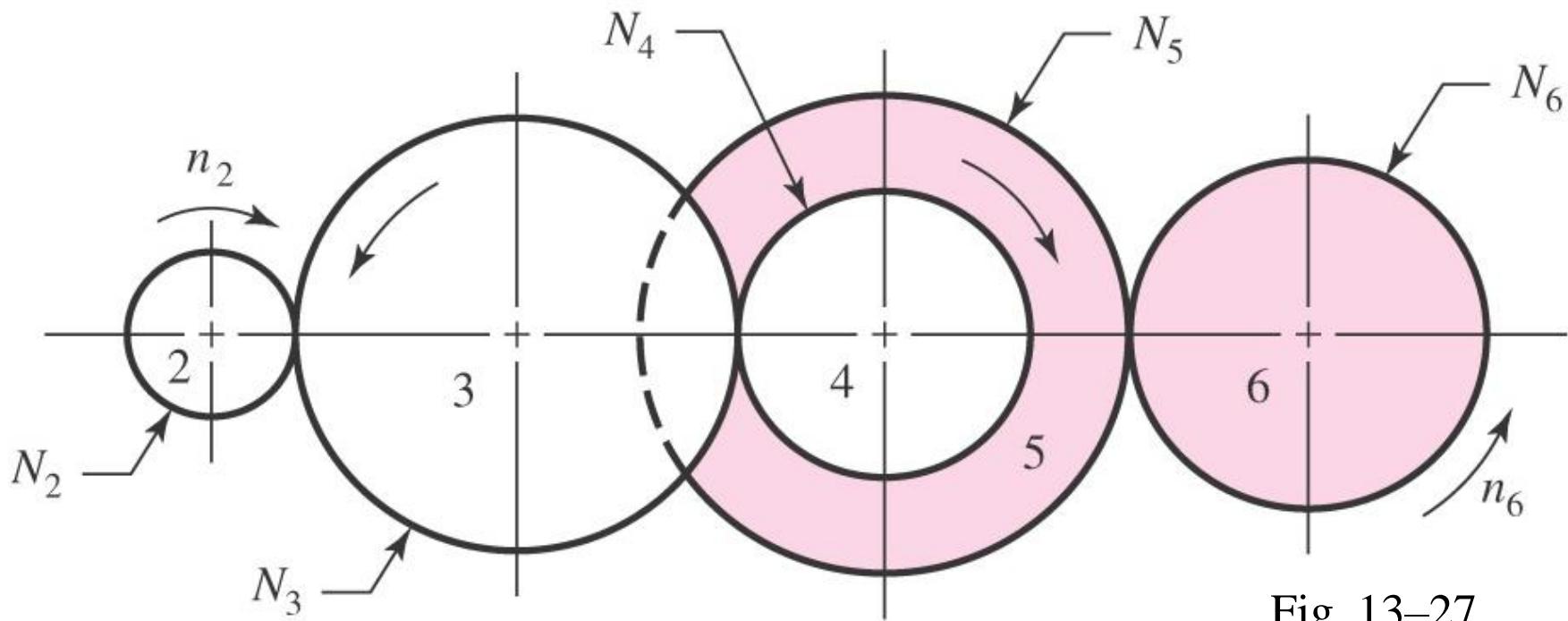


Fig. 13-27

$$n_6 = -\frac{N_2}{N_3} \frac{N_3}{N_4} \frac{N_5}{N_6} n_2$$

$$e = \frac{\text{product of driving tooth numbers}}{\text{product of driven tooth numbers}} \quad (13-30)$$

$$n_L = e n_F \quad (13-31)$$

Trens de engrenagens

- Limite prático de valor de trem para cada par: 1:10
- Para obter mais redução, monte 2 engrenagens no mesmo eixo

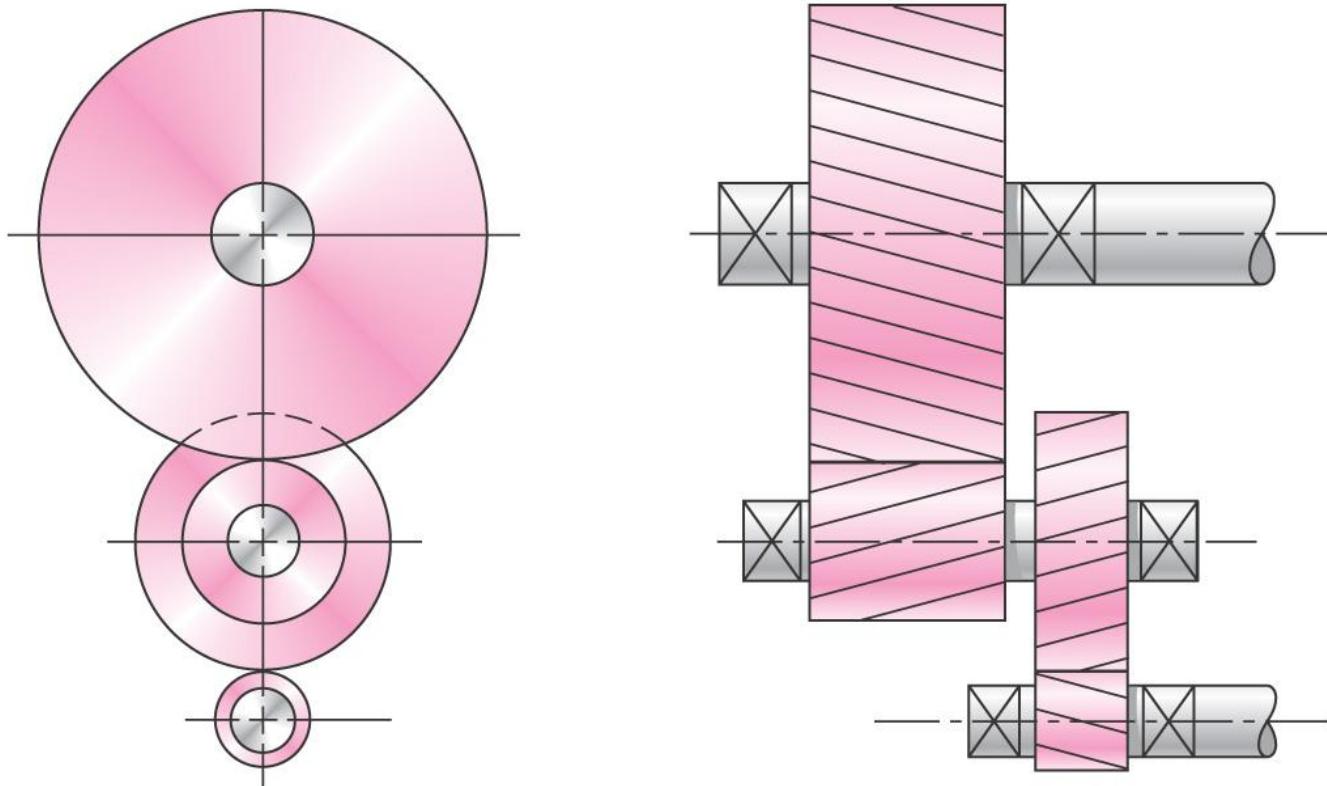


Fig. 13–28

Trens de engrenagens

- Projeto de trens de engrenagens
 - Relações de transmissão aproximadamente iguais em cada estágio
$$e = m_i^n$$
 - Faça a menor engrenagem do par com o menor número de dentes possível
 - Determine o número de dentes da engrenagem maior de cada par
 - Recalcule o valor de trem resultante e verifique se está dentro da tolerância

Exemplo 13–3

A gearbox is needed to provide a 30:1 (± 1 percent) increase in speed, while minimizing the overall gearbox size. Specify appropriate teeth numbers.

Solution

Since the ratio is greater than 10:1, but less than 100:1, a two-stage compound gear train, such as in Figure 13–28, is needed. The portion to be accomplished in each stage is $\sqrt{30} = 5.4772$. For this ratio, assuming a typical 20° pressure angle, the minimum number of teeth to avoid interference is 16, according to Eq. (13–11). The number of teeth necessary for the mating gears is

$$16\sqrt{30} = 87.64 \doteq 88$$

From Eq. (13–30), the overall train value is

$$e = (88/16)(88/16) = 30.25$$

This is within the 1 percent tolerance. If a closer tolerance is desired, then increase the pinion size to the next integer and try again.

Exemplo 13-4

A gearbox is needed to provide an *exact* 30:1 increase in speed, while minimizing the overall gearbox size. Specify appropriate teeth numbers.

Solution

The previous example demonstrated the difficulty with finding integer numbers of teeth to provide an exact ratio. In order to obtain integers, factor the overall ratio into two integer stages.

$$e = 30 = (6)(5)$$

$$N_2/N_3 = 6 \quad \text{and} \quad N_4/N_5 = 5$$

With two equations and four unknown numbers of teeth, two free choices are available. Choose N_3 and N_5 to be as small as possible without interference. Assuming a 20° pressure angle, Eq. (13-11) gives the minimum as 16.

Exemplo 13-4

Then

$$N_2 = 6 N_3 = 6(16) = 96$$

$$N_4 = 5 N_5 = 5(16) = 80$$

Answer

The overall train value is then exact.

$$e = (96/16)(80/16) = (6)(5) = 30$$

Trens de engrenagens

- *Trem de engrenagens composto reverso*
- Eixos de entrada e saída em linha

$$d_2/2 + d_3/2 = d_4/2 + d_5/2$$

$$P = N/d$$

$$N_2/(2P) + N_3/(2P) = N_4/(2P) + N_5/(2P)$$

$$N_2 + N_3 = N_4 + N_5$$

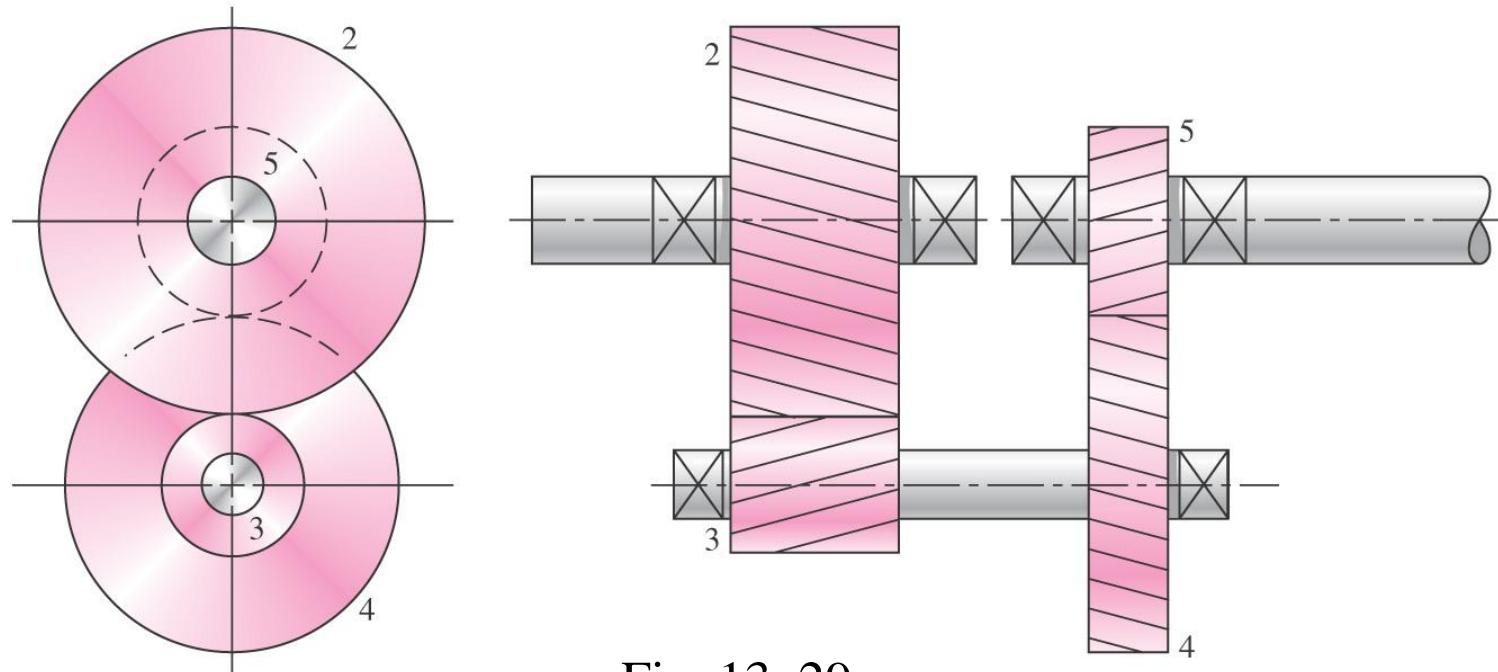


Fig. 13-29

Exemplo 13–5

A gearbox is needed to provide an exact 30:1 increase in speed, while minimizing the overall gearbox size. The input and output shafts should be in-line. Specify appropriate teeth numbers.

Solution

The governing equations are

$$N_2/N_3 = 6$$

$$N_4/N_5 = 5$$

$$N_2 + N_3 = N_4 + N_5$$

With three equations and four unknown numbers of teeth, only one free choice is available. Of the two smaller gears, N_3 and N_5 , the free choice should be used to minimize N_3 since a greater gear ratio is to be achieved in this stage. To avoid interference, the minimum for N_3 is 16.

Exemplo 13–5

Applying the governing equations yields

$$N_2 = 6N_3 = 6(16) = 96$$

$$N_2 + N_3 = 96 + 16 = 112 = N_4 + N_5$$

Substituting $N_4 = 5N_5$ gives

$$112 = 5N_5 + N_5 = 6N_5$$

$$N_5 = 112/6 = 18.67$$

If the train value need only be approximated, then this can be rounded to the nearest integer. But for an exact solution, it is necessary to choose the initial free choice for N_3 such that solution of the rest of the teeth numbers results exactly in integers. This can be done by trial and error, letting $N_3 = 17$, then 18, etc., until it works. Or, the problem can be normalized to quickly determine the minimum free choice. Beginning again, let the free choice be $N_3 = 1$. Applying the governing equations gives

Example 13–5

$$N_2 = 6N_3 = 6(1) = 6$$

$$N_2 + N_3 = 6 + 1 = 7 = N_4 + N_5$$

Substituting $N_4 = 5N_5$, we find

$$7 = 5N_5 + N_5 = 6N_5$$

$$N_5 = 7/6$$

This fraction could be eliminated if it were multiplied by a multiple of 6. The free choice for the smallest gear N_3 should be selected as a multiple of 6 that is greater than the minimum allowed to avoid interference. This would indicate that $N_3 = 18$.

Example 13–5

Repeating the application of the governing equations for the final time yields

$$N_2 = 6N_3 = 6(18) = 108$$

$$N_2 + N_3 = 108 + 18 = 126 = N_4 + N_5$$

$$126 = 5N_5 + N_5 = 6N_5$$

$$N_5 = 126/6 = 21$$

$$N_4 = 5N_5 = 5(21) = 105$$

Thus,

$$N_2 = 108$$

$$N_3 = 18$$

$$N_4 = 105$$

$$N_5 = 21$$

Answer

Exemplo 13–5

Checking, we calculate $e = (108/18)(105/21) = (6)(5) = 30$.

And checking the geometry constraint for the in-line requirement, we calculate

$$N_2 + N_3 = N_4 + N_5$$

$$108 + 18 = 105 + 21$$

$$126 = 126$$

Trens de engrenagens planetárias

- Sistema com 2 gl
- Duas engrenagens a velocidades quaisquer
- A 3a. engrenagem gira a uma velocidade que depende das outras duas
- *Sol* (2)
- *Braço* (3)
- *Planeta* (4)
- *Anel* (5)

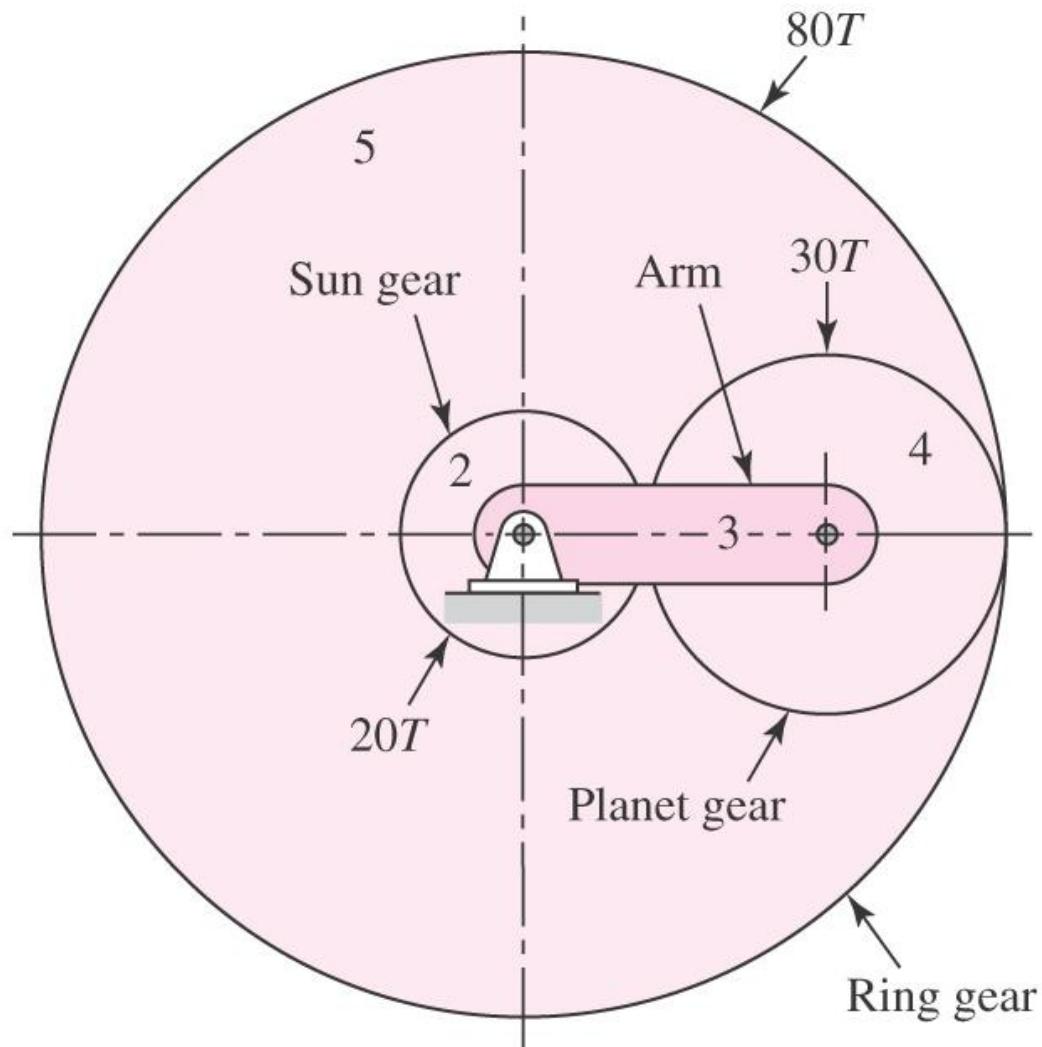


Fig. 13-30

Trens de engrenagens planetárias

- e é o mesmo quer o braço gire ou não
- Valor de trem

$$e = \frac{n_L - n_A}{n_F - n_A} \quad (13-32)$$

where n_F = rev/min of first gear in planetary train

n_L = rev/min of last gear in planetary train

n_A = rev/min of arm

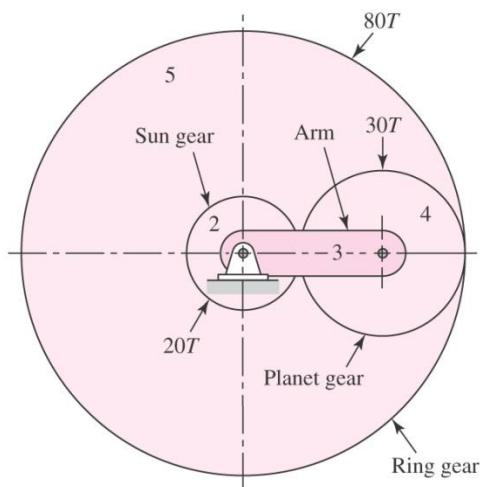


Fig. 13-30

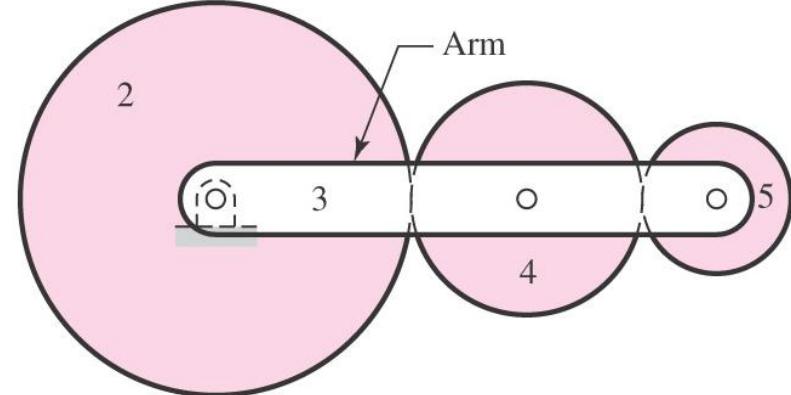


Fig. 13-31

Exemplo 13–6

In Fig. 13–30 the sun gear is the input, and it is driven clockwise at 100 rev/min. The ring gear is held stationary by being fastened to the frame. Find the rev/min and direction of rotation of the arm and gear 4.

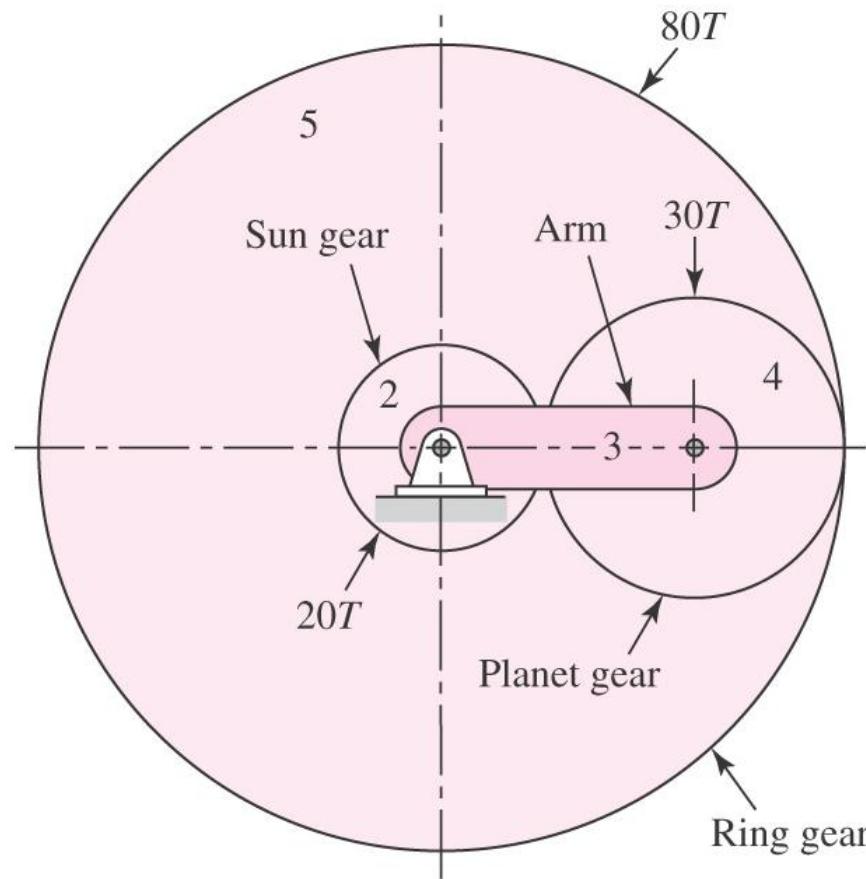


Fig. 13–30

Exemplo 13–6

Solution

Let $n_F = n_2 = -100$ rev/min, and $n_L = n_5 = 0$. For e , unlock gear 5 and fix the arm. Then, planet gear 4 and ring gear 5 rotate in the *same* direction, *opposite* of sun gear 2. Thus, e is negative and

$$e = -\left(\frac{N_2}{N_4}\right)\left(\frac{N_4}{N_5}\right) = -\left(\frac{20}{30}\right)\left(\frac{30}{80}\right) = -0.25$$

Substituting this value in Eq. (13–32) gives

$$-0.25 = \frac{0 - n_A}{(-100) - n_A}$$

or

$$n_A = -20 \text{ rev/min} = 20 \text{ rev/min clockwise}$$

Answer

Exemplo 13–6

To obtain the speed of gear 4, we follow the procedure outlined by Eqs. (b), (c), and (d). Thus

$$n_{43} = n_4 - n_3 \quad n_{23} = n_2 - n_3$$

and so

$$\frac{n_{43}}{n_{23}} = \frac{n_4 - n_3}{n_2 - n_3} \quad (1)$$

But

$$\frac{n_{43}}{n_{23}} = -\frac{20}{30} = -\frac{2}{3} \quad (2)$$

Substituting the known values in Eq. (1) gives

$$-\frac{2}{3} = \frac{n_4 - (-20)}{(-100) - (-20)}$$

Solving gives

$$n_4 = +33\frac{1}{3} \text{ rev/min} = 33\frac{1}{3} \text{ rev/min counter-clockwise}$$

Answer

Análises de Forças – Engrenagens Dentes Retos

- Conversões de unidade úteis

- $1 \text{ pé} = 0,3048 \text{ m}$
- $1 \text{ pol} = 0,0254 \text{ m}$
- $1 \text{ rpm} = 1/60 \text{ Hz}$
- $1 \text{ lb} = 4,448 \text{ N}$
- $1 \text{ HP} = 745 \text{ W}$

Análises de Forças – Engrenagens Dentes Retos

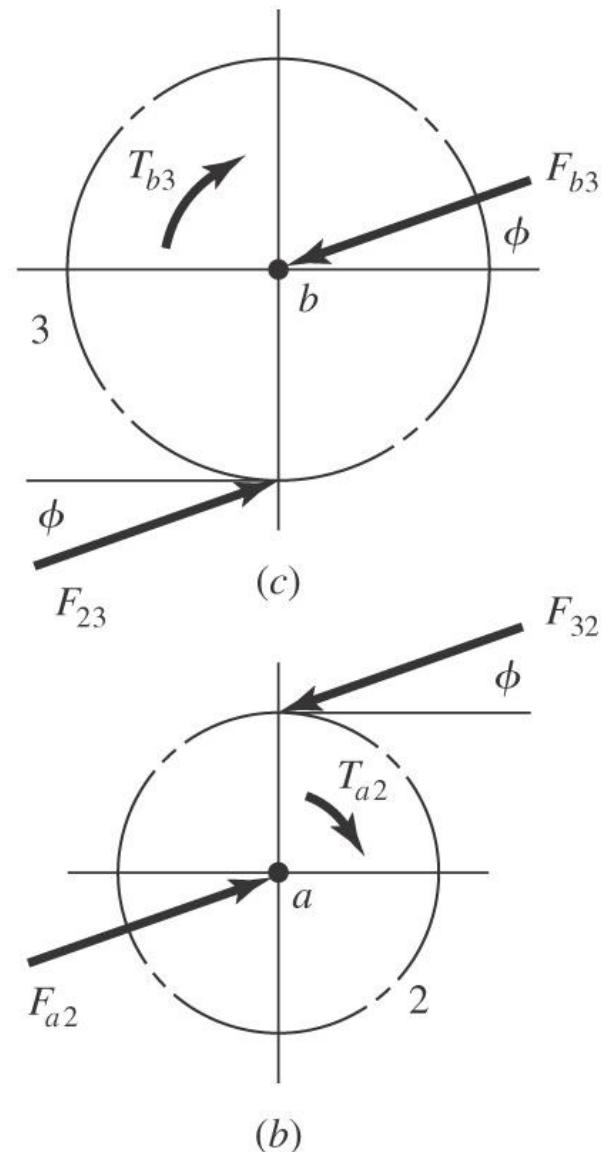
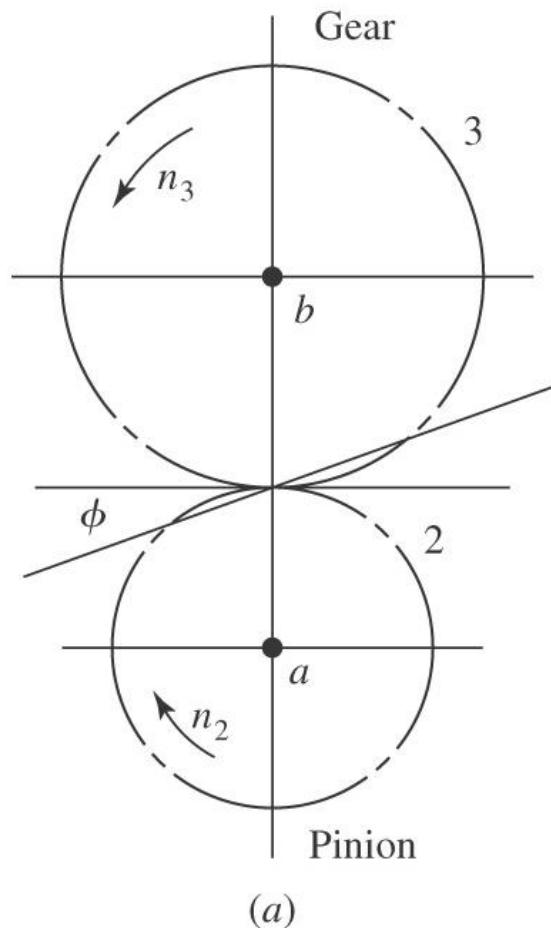


Fig. 13–32

Análises de Forças – Engrenagens Dentes Retos

- Carga Transmitida W_t

$$W_t = F_{32}^t$$

- Torque transmitido

$$T = \frac{d}{2} W_t$$

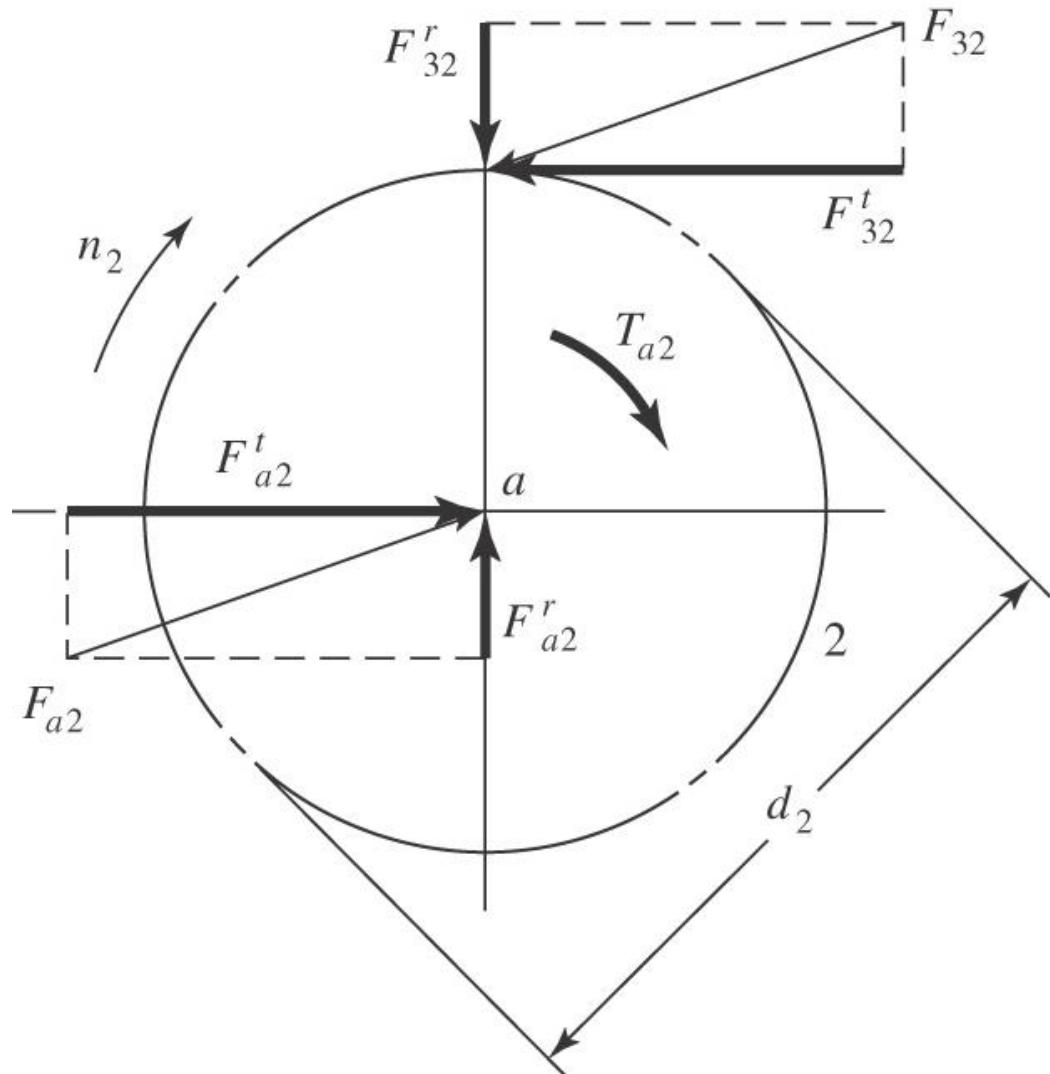


Fig. 13–33

Potência em engrenagem de dente reto

- *Potência Transmitida H*

$$H = T\omega = (W_t d/2) \omega \quad (13-33)$$

- *A velocidade linear (velocidade tangencial) V*
 - velocidade de um ponto do círculo primitivo
 - comum as engrenagens do par
 - $V = \pi d n$
 - d é o diâmetro primitivo
 - n é a frequência de rotação

Potência em engrenagem de dente reto

- Relações úteis:

- Sistema americano

$$W_t = 33\,000 \frac{H}{V} \quad (13-35)$$

- W_t em lbf
 - H em HP
 - V em $pé/min$

- SI

$$W_t = \frac{60\,000 H}{\pi d n} \quad (13-36)$$

- W_t em kN
 - H em kW
 - V em rpm

Exemplo 13–7

Pinion 2 in Fig. 13–34a runs at 1750 rev/min and transmits 2.5 kW to idler gear 3. The teeth are cut on the 20° full-depth system and have a module of $m = 2.5 \text{ mm}$. Draw a free-body diagram of gear 3 and show all the forces that act upon it.

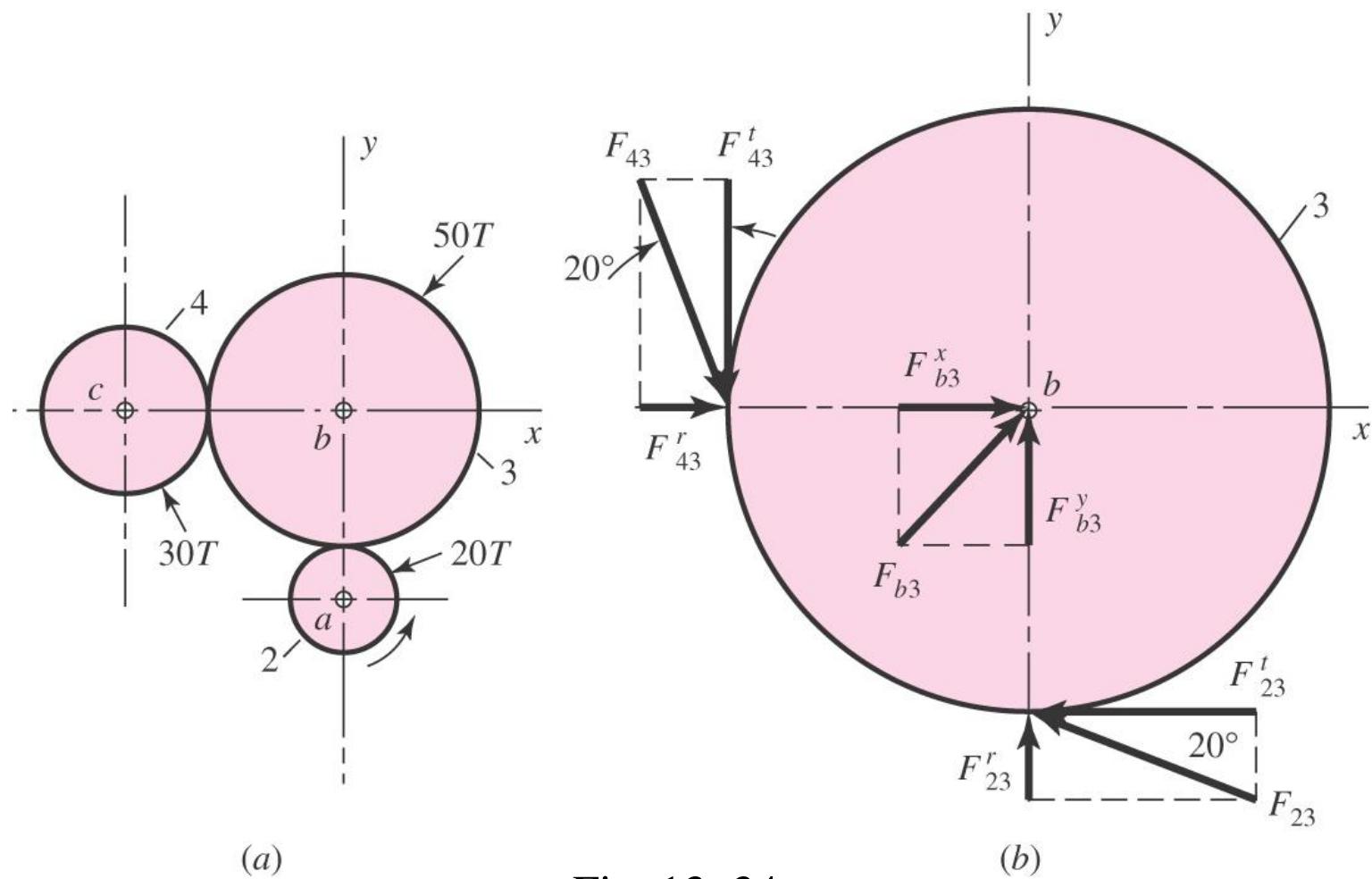


Fig. 13–34

Exemplo 13–7

The pitch diameters of gears 2 and 3 are

$$d_2 = N_2 m = 20(2.5) = 50 \text{ mm}$$

$$d_3 = N_3 m = 50(2.5) = 125 \text{ mm}$$

From Eq. (13–36) we find the transmitted load to be

$$W_t = \frac{60\,000H}{\pi d_2 n} = \frac{60\,000(2.5)}{\pi(50)(1750)} = 0.546 \text{ kN}$$

Thus, the tangential force of gear 2 on gear 3 is $F_{23}^t = 0.546 \text{ kN}$, as shown in Fig. 13–34b. Therefore

$$F_{23}^r = F_{23}^t \tan 20^\circ = (0.546) \tan 20^\circ = 0.199 \text{ kN}$$

and so

$$F_{23} = \frac{F_{23}^t}{\cos 20^\circ} = \frac{0.546}{\cos 20^\circ} = 0.581 \text{ kN}$$

Exemplo 13–7

Since gear 3 is an idler, it transmits no power (torque) to its shaft, and so the tangential reaction of gear 4 on gear 3 is also equal to W_t . Therefore

$$F_{43}^t = 0.546 \text{ kN} \quad F_{43}^r = 0.199 \text{ kN} \quad F_{43} = 0.581 \text{ kN}$$

and the directions are shown in Fig. 13–34b.

The shaft reactions in the x and y directions are

$$F_{b3}^x = -(F_{23}^t + F_{43}^r) = -(-0.546 + 0.199) = 0.347 \text{ kN}$$

$$F_{b3}^y = -(F_{23}^r + F_{43}^t) = -(0.199 - 0.546) = 0.347 \text{ kN}$$

The resultant shaft reaction is

$$F_{b3} = \sqrt{(0.347)^2 + (0.347)^2} = 0.491 \text{ kN}$$

These are shown on the figure.

Análise de Forças – Engrenagens Cônicas

$$W_t = \frac{T}{r_{av}} \quad (13-37)$$

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \gamma \quad (13-38)$$

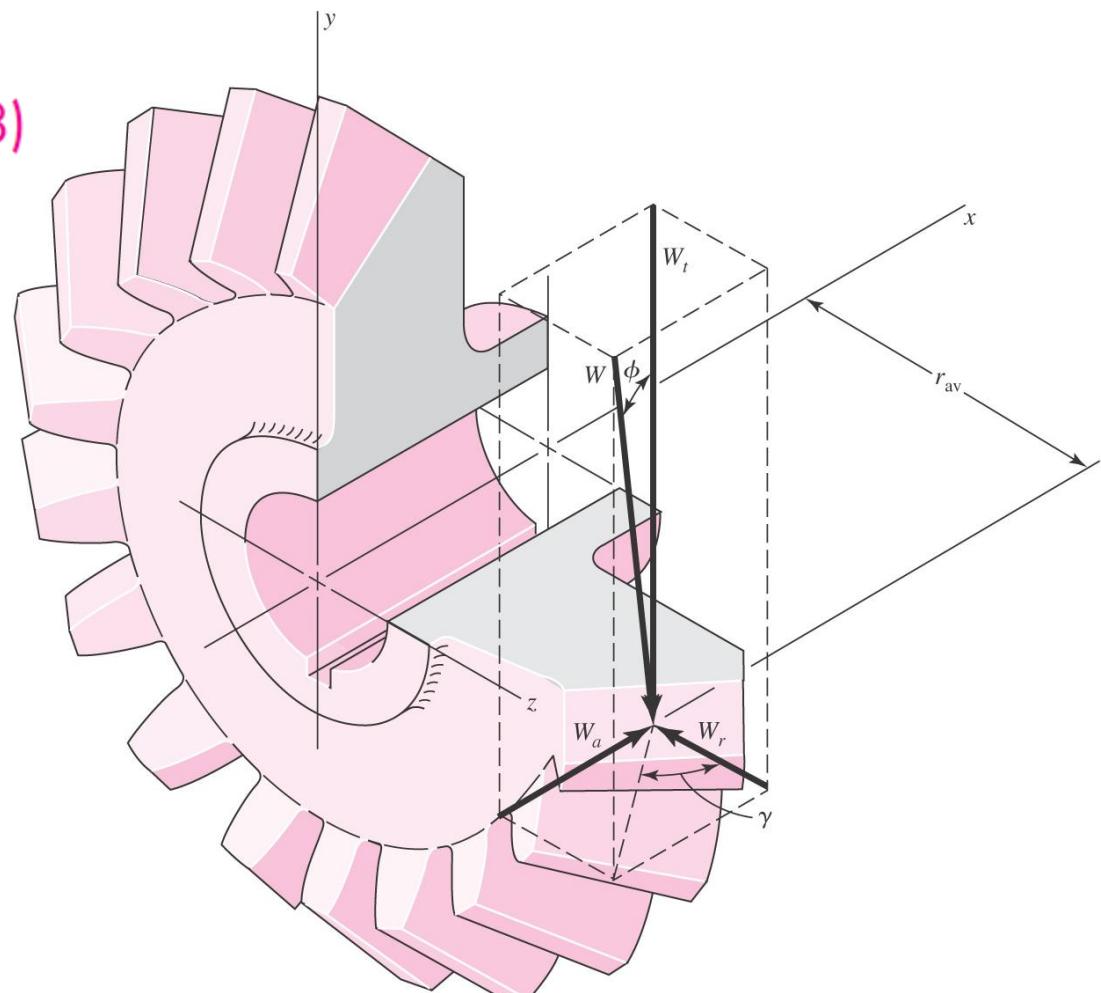


Fig. 13-35

Exemplo 13–8

The bevel pinion in Fig. 13–36a rotates at 600 rev/min in the direction shown and transmits 3.75 kW to the gear. The mounting distances, the location of all bearings, and the average pitch radii of the pinion and gear are shown in the figure. For simplicity, the teeth have been replaced by pitch cones. Bearings A and C should take the thrust loads. Find the bearing forces on the gearshaft.

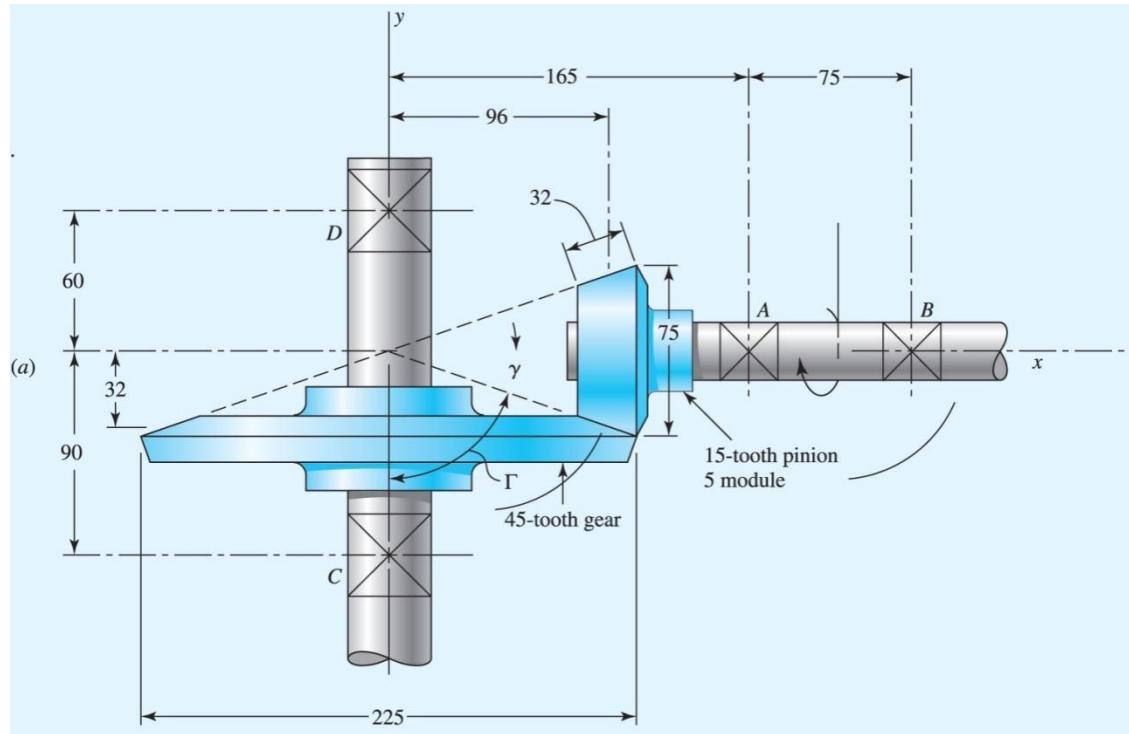


Fig. 13–36a

Exemplo 13–8

The pitch angles are

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{75}{225} \right) = 18.4^\circ \quad \Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{225}{75} \right) = 71.6^\circ$$

The pitch-line velocity corresponding to the average pitch radius is

$$V = 2\pi r_p n = \frac{2\pi(32)(600)}{60} = 2011 \text{ mm/s}$$

Therefore the transmitted load is

$$W_t = \frac{H}{V} = \frac{3750}{2.001} = 1865 \text{ N}$$

and from Eq. (13–38), with Γ replacing γ , we have

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \Gamma = 1865 \tan 20^\circ \cos 71.6^\circ = 214 \text{ N}$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \Gamma = 1865 \tan 20^\circ \sin 71.6^\circ = 644 \text{ N}$$

Exemplo 13–8

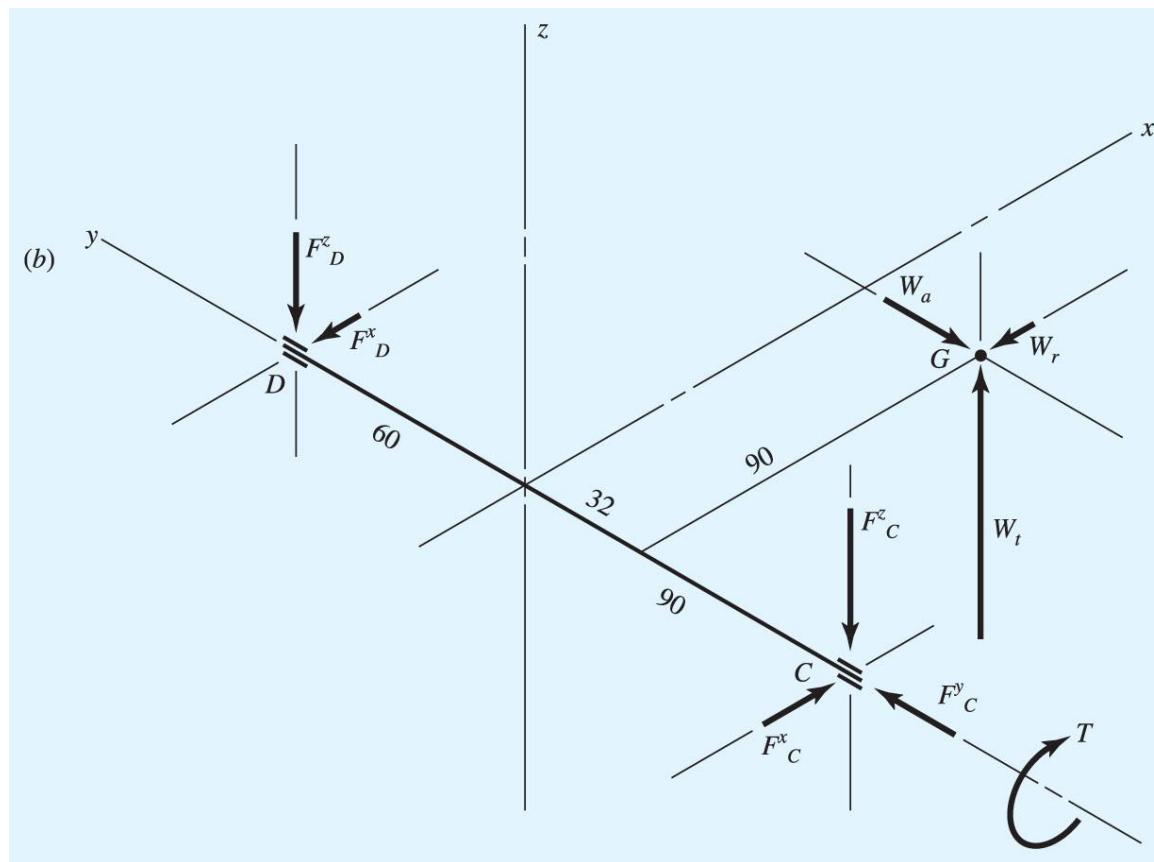


Fig. 13–36b

Exemplo 13–8

where W_t acts in the positive x direction, W_a in the $-y$ direction, as illustrated in the isometric sketch of Fig. 13–36b.

In preparing to take a sum of the moments about bearing D , define the position vector from D to G as

$$\mathbf{R}_G = 90\mathbf{i} - (60 + 32)\mathbf{j} = 90\mathbf{i} - 92\mathbf{j}$$

We shall also require a vector from D to C :

$$\mathbf{R}_C = -(60 + 90)\mathbf{j} = -150\mathbf{j}$$

Then, summing moments about D gives

$$\mathbf{R}_G \times \mathbf{W} + \mathbf{R}_C \times \mathbf{F}_C + \mathbf{T} = 0 \quad (1)$$

When we place the details in Eq. (1), we get

$$\begin{aligned} & (90\mathbf{i} - 92\mathbf{j}) \times (-214\mathbf{i} - 644\mathbf{j} + 1865\mathbf{k}) \\ & + (-150\mathbf{j}) \times (F_C^x\mathbf{i} + F_C^y\mathbf{j} + F_C^z\mathbf{k}) + T\mathbf{j} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Exemplo 13–8

After the two cross products are taken, the equation becomes

$$(-171\ 580\mathbf{i} - 167\ 850\mathbf{j} - 77\ 712\mathbf{k}) + (-150F_C^z\mathbf{i} + 150F_C^x\mathbf{k}) + T\mathbf{j} = 0$$

from which

$$T = 168\mathbf{j} \text{ N} \cdot \text{m} \quad F_C^x = 518 \text{ N} \quad F_C^z = -1144 \text{ N} \quad (3)$$

Now sum the forces to zero. Thus

$$\mathbf{F}_D + \mathbf{F}_C + \mathbf{W} = 0 \quad (4)$$

When the details are inserted, Eq. (4) becomes

$$(F_D^x\mathbf{i} + F_D^z\mathbf{k}) + (518\mathbf{i} + F_C^y\mathbf{j} - 1144\mathbf{k}) + (-214\mathbf{i} - 644\mathbf{j} + 1865\mathbf{k}) = 0 \quad (5)$$

Exemplo 13–8

First we see that $F_C^y = 644 \text{ N}$, and so

Answer

$$\mathbf{F}_C = 518\mathbf{i} + 644\mathbf{j} - 1144\mathbf{k} \text{ N}$$

Then, from Eq. (5),

Answer

$$\mathbf{F}_D = -303\mathbf{i} - 721\mathbf{k} \text{ N}$$

These are all shown in Fig. 13–36b in the proper directions. The analysis for the pinion shaft is quite similar.

Análise de Forças – Engrenagens Helicoidais

$$W_r = W \sin \phi_n$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi$$

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi$$

$$W_r = W_t \tan \phi_t$$

$$W_a = W_t \tan \psi$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi}$$

(13-39)

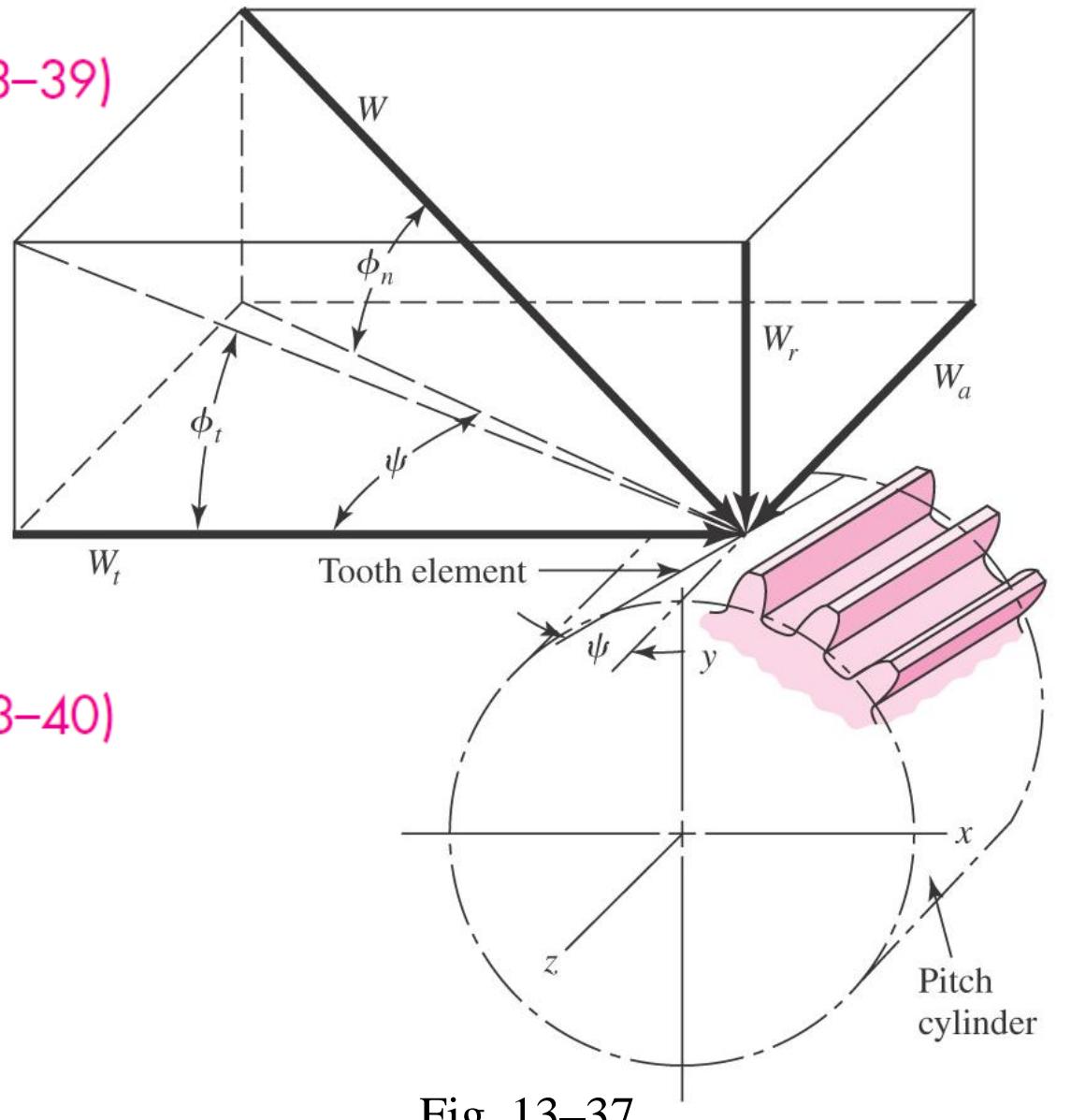
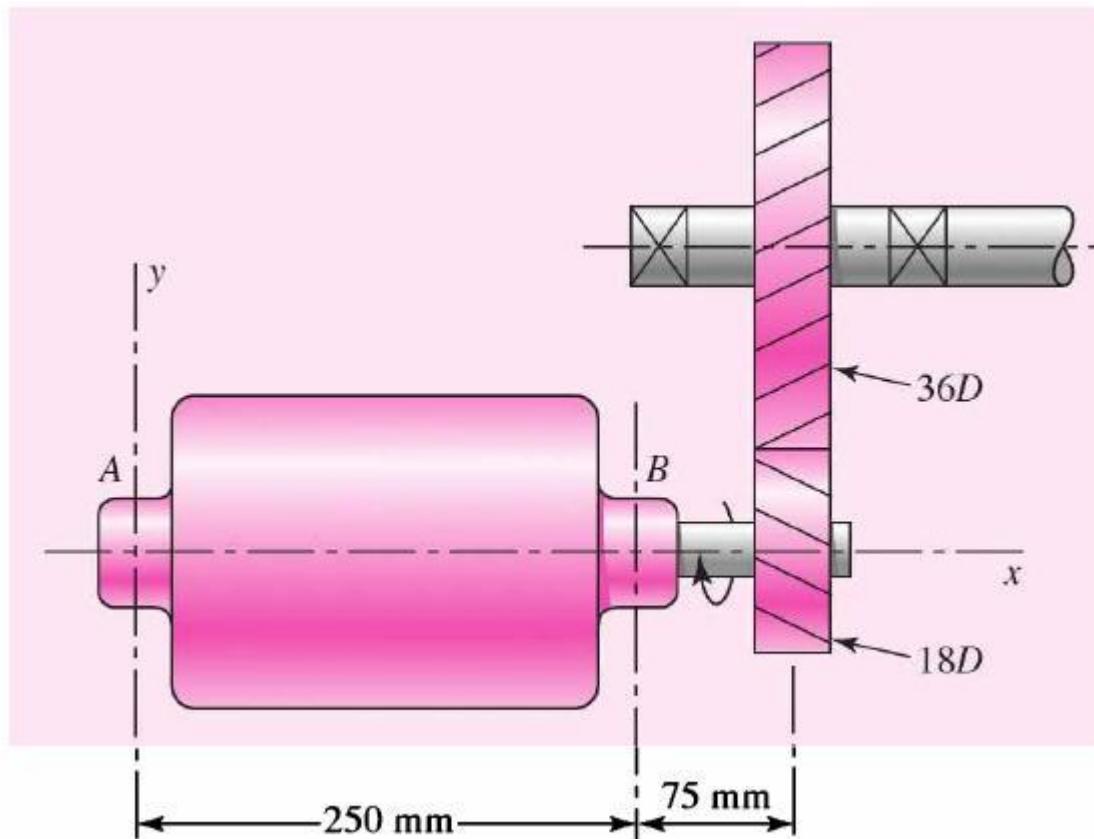


Fig. 13-37

Exemplo 13–9

EXEMPLO 13–9

Na Figura 13–38 um motor elétrico de 750 W roda a 1800 rev/min na direção horária, como é visto a partir do lado positivo do eixo x . Fixado ao eixo do motor por meio de chaveta existe um pinhão helicoidal de 18 dentes, com ângulo de pressão normal de 20° , ângulo de hélice de 30° e um módulo normal de 3,0 mm. A mão de hélice é mostrada na figura. Faça um esboço tridimensional do eixo do motor e pinhão e mostre as forças atuando no pinhão, bem como as reações de mancal em A e B . O esforço axial deve ser suportado em A .



Exemplo 13–9

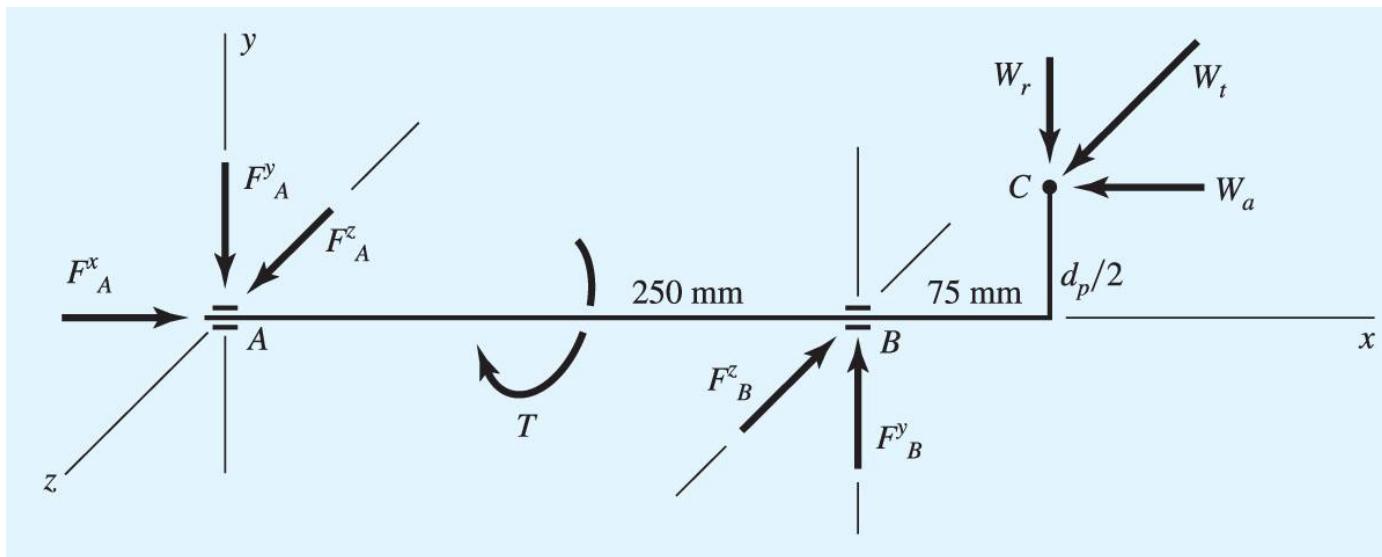


Fig. 13–39

Análise de forças em coroa parafuso sem-fim

- Para ângulo de 90° entre eixos

$$W^x = W \cos \phi_n \sin \lambda$$

$$W^y = W \sin \phi_n \quad (13-41)$$

$$W^z = W \cos \phi_n \cos \lambda$$

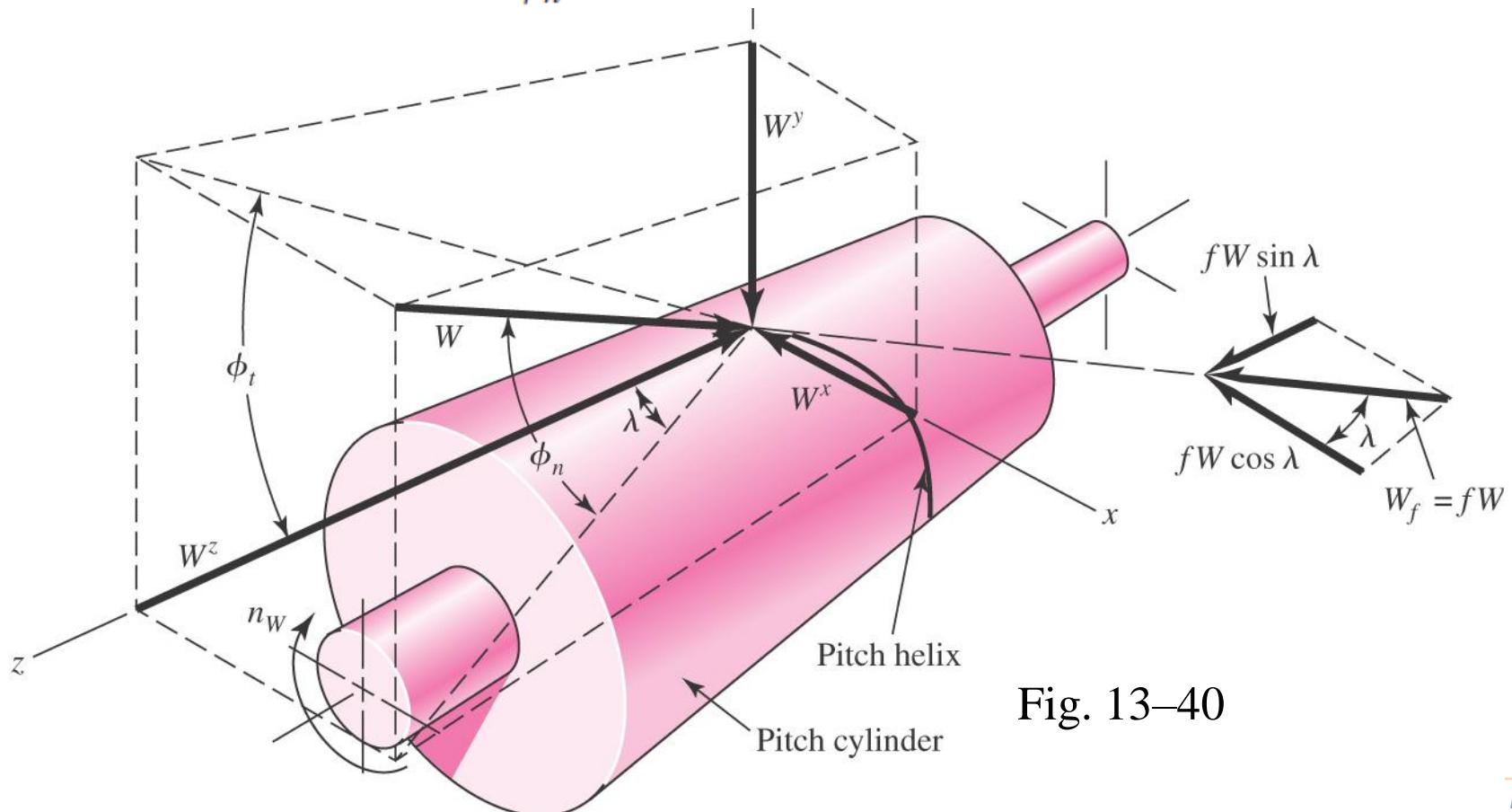


Fig. 13-40

Análise de forças em coroa parafuso sem-fim

$$W_{Wt} = -W_{Ga} = W^x$$

$$W_{Wr} = -W_{Gr} = W^y \quad (13-42)$$

$$W_{Wa} = -W_{Gt} = W^z$$

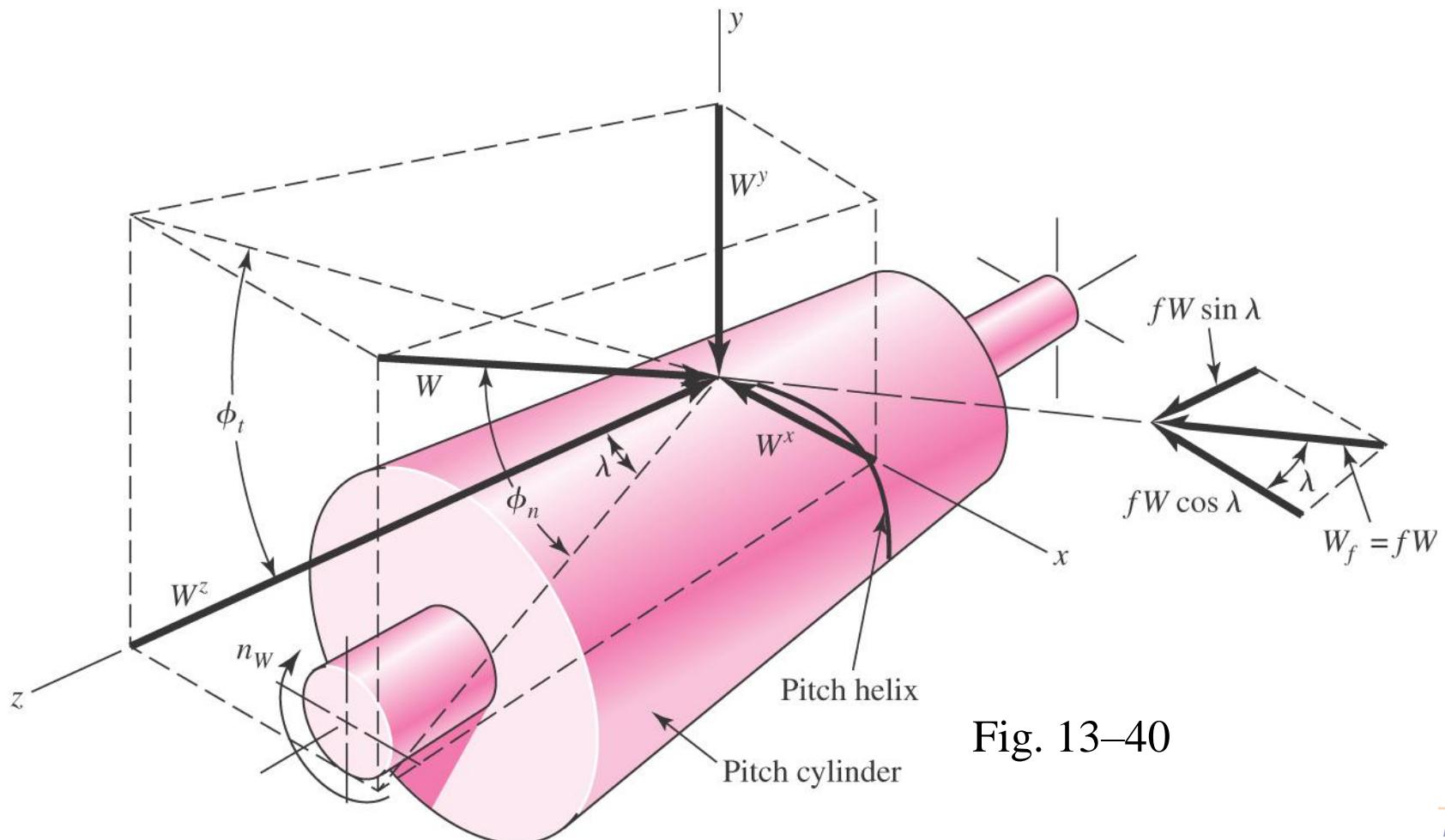


Fig. 13-40

Análise de forças em coroa parafuso sem-fim

- Escorregamento no ponto de contato
- O atrito é muito mais significativo que em outros tipos de engrenagem
- Incluindo o atrito, Eq. (13–41) tornam-se:

$$\begin{aligned} W^x &= W(\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda) \\ W^y &= W \sin \phi_n \\ W^z &= W(\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda) \end{aligned} \tag{13-43}$$

- Combinando as Eqs. (13–42) e (13–43):

$$W_f = fW = \frac{fW_{Gt}}{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \tag{13-44}$$

$$W_{Wt} = W_{Gt} \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{f \sin \lambda - \cos \phi_n \cos \lambda} \tag{13-45}$$

Análise de forças em coroa parafuso sem-fim

- Eficiência da transmissão:

$$\eta = \frac{W_{Wt}(\text{without friction})}{W_{Wt}(\text{with friction})}$$

- Da equação acima (com $f = 0$ no numerador) e da Eq. (13-45):

$$\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cot \lambda} \quad (13-46)$$

Eficiência da transmissão coroa parafuso sem-fim

- Valores do *rendimento* para um valor típico de $f = 0,05$ e $\phi_n = 20^\circ$

Lead Angle λ , deg	Efficiency η , %
1.0	25.2
2.5	45.7
5.0	62.6
7.5	71.3
10.0	76.6
15.0	82.7
20.0	85.6
30.0	88.7

Table 13–6

Coeficiente de atrito entre coroa parafuso sem-fim

- f depende da velocidade de escorregamento V_S
- V_G é a velocidade de um ponto no círculo primitivo da coroa
- V_W é a velocidade no cilindro primitivo do parafuso

$$\mathbf{V}_W = \mathbf{V}_G + \mathbf{V}_S$$

$$V_S = \frac{V_W}{\cos \lambda} \quad (13-47)$$

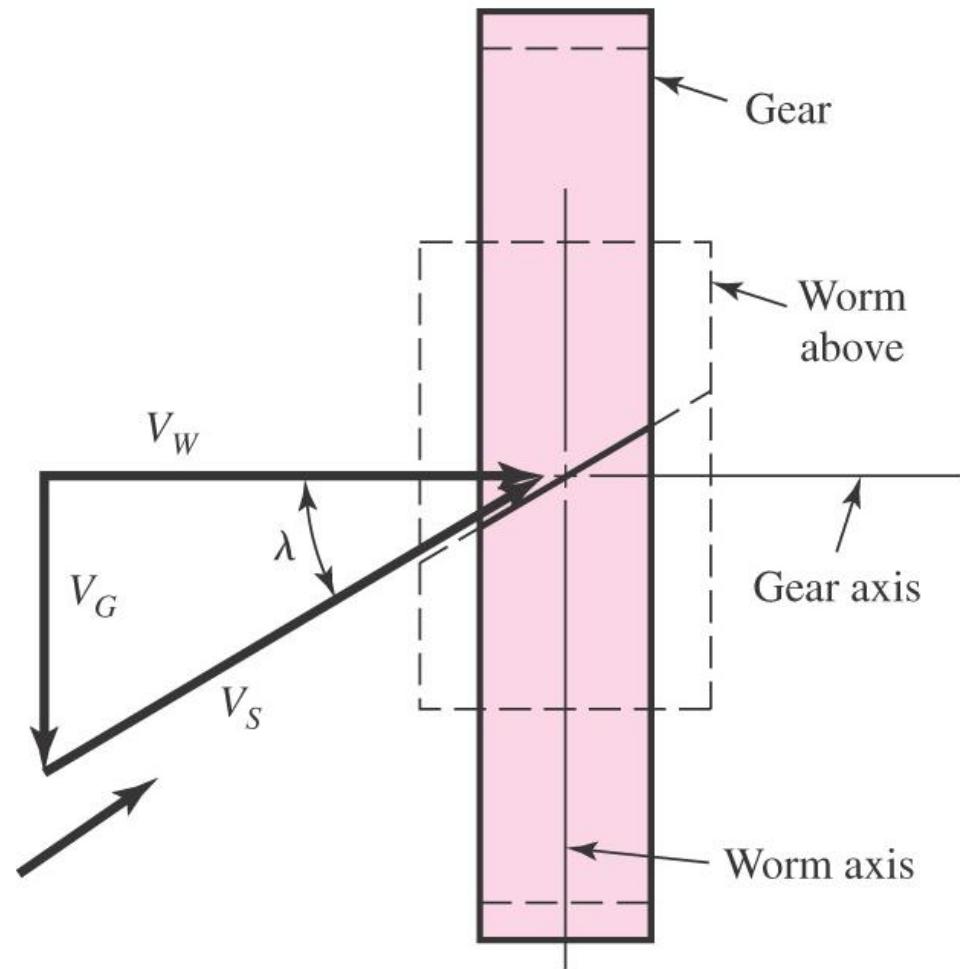
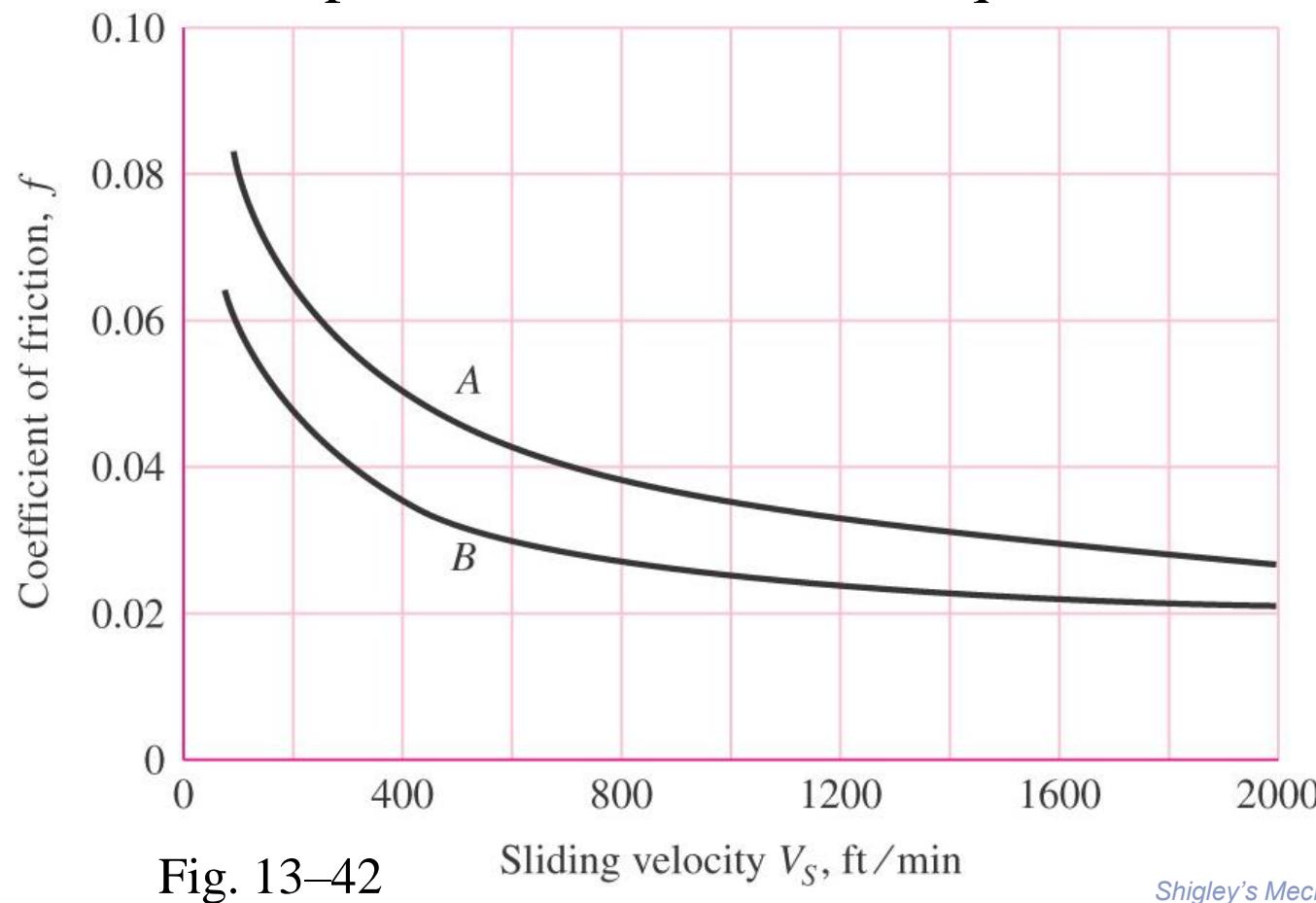


Fig. 13-41

Coeficiente de atrito entre coroa parafuso sem-fim

- Gráfico de f x V_s
- Curva A corresponde a maior atrito entre as engrenagens (p.ex. par de ferro-fundido)
- Curva B corresponde a materiais de alta qualidade



Exemplo 13–10

EXEMPLO 13–10

Um pinhão sem-fim de dois dentes de mão direita, transmite 1 hp a 1 200 rev/min a uma coroa sem-fim com 30 dentes. A coroa possui um passo diametral transversal de 6 dentes/in e uma largura de face de 1 in. O pinhão possui um diâmetro primitivo de 2 in e uma largura de face de $2\frac{1}{2}$ in. O ângulo de pressão normal vale $14\frac{1}{2}^\circ$ in. Os materiais e a qualidade do trabalho requeridos são tais que a curva B da Figura 13–42 deve ser utilizada na obtenção do coeficiente de atrito.

- Encontre o passo axial, a distância entre centros, o avanço e o ângulo de avanço.
- A Figura 13–43 é um desenho de uma coroa sem-fim, orientada com relação ao sistema de coordenadas descrito no começo da seção; a coroa é suportada pelos mancais A e B. Encontre as forças exercidas pelos mancais contra o eixo da coroa sem-fim e o torque de saída.

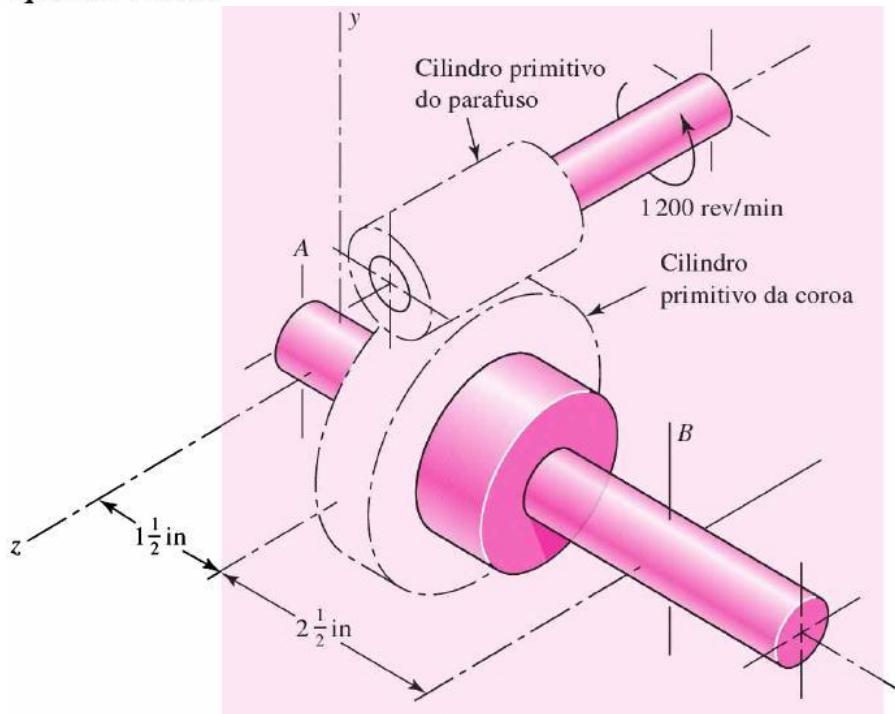


Fig. 13–43

Exemplo 13–10

